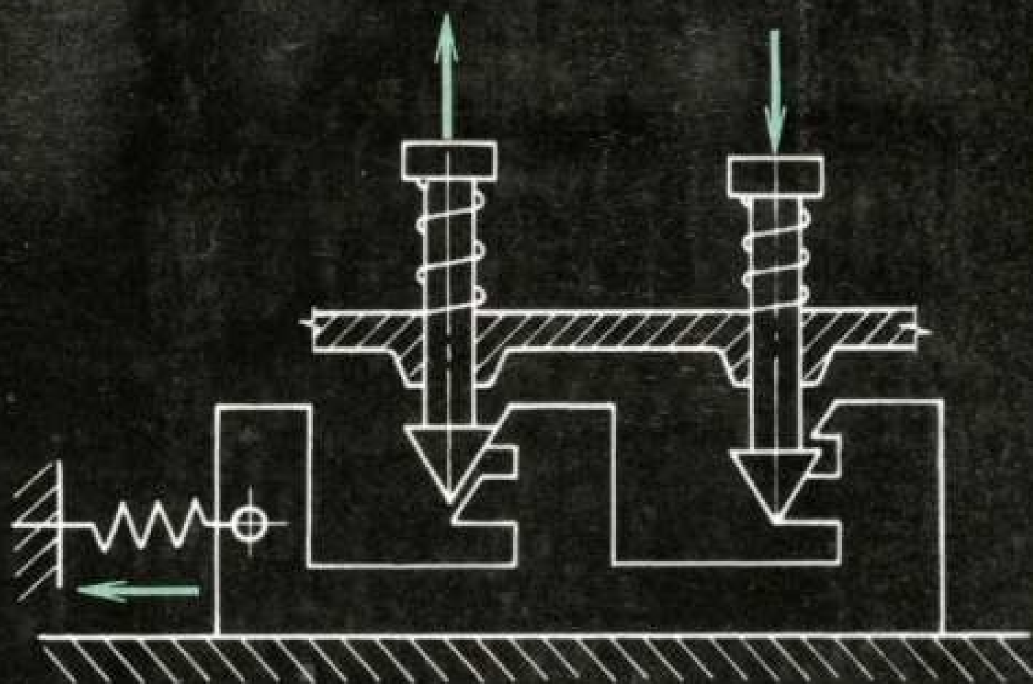
Stavba a provoz strojů III

Mechanismy

R. KŘÍŽ – K. WEIGNER – J. SVOBODA



SNTL

ING. RUDOLF KŘÍŽ
ING. KAREL WEIGNER
ING. JAROSLAV SVOBODA

Stavba a provoz strojů III

MECHANISMY

Schválilo ministerstvo školství ČSR dne 3. srpna 1977
čj. 22 539/77-211 jako učebnici pro 3. ročník středních
průmyslových škol strojnických

PRAHA 1979
SNTL – NAKLADATELSTVÍ
TECHNICKÉ LITERATURY

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK, VELIČIN A JEDNOTEK

Značka	Veličina	Jednotka
A	Práce	J
C	Güldnerova konstanta	
D	Průměr	mm; m
E	Modul pružnosti v tahu	MPa
F	Síla (obecně)	N
F_1, F_2	Síla	N
F_{kr}	Kritická síla	N
F_o	Obvodová síla	N
F_s	Setrvačná síla	N
F_A, F_B	Síla podle místa působiště	N
F_C	Odstředivá síla	N
F_G	Tíhová síla, tíha	N
F_T	Třecí síla	N
H_1	Nosná hloubka závitu	mm; m
I	Moment setrvačnosti (tělesa)	$kg \cdot m^2$
J	Kvadratický moment průřezu	mm^4; m^4
L	Zdvih	mm; m
M	Moment síly (obecně)	N . mm; N . m
M_c	Celkový moment síly	N . mm; N . m
M_k	Kroutící (točivý) moment	N . mm; N . m
M_o	Ohybový moment	N . mm; N . m
M_T	Třecí moment	N . mm; N . m
P	Výkon	kW; W
Q	Objemový tok (proud)	$m^3 \cdot s^{-1}$; $l \cdot min^{-1}$
R	Poloměr	mm; m
S	Plošný obsah, průřez	mm^2; m^2
T	Doba	s
V	Objem	m^3
V_g	Geometrický objem	m^3
W	Energie	J
W_k	Kinetická energie	J
W_p	Potenciální (statická) energie	J
W_o	Průřezový modul v ohybu	mm^3; m^3

Značka	Veličina	Jednotka
a	Délka, vzdálenost	mm; m
	Zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
a_d	Zrychlení v dolní úvrati	$m \cdot s^{-2}$
a_h	Zrychlení v horní úvrati	$m \cdot s^{-2}$
b	Šířka	mm; m
c	Rychlost	$m \cdot s^{-1}$
c_s	Střední rychlost	$m \cdot s^{-1}$
d	Průměr	mm; m
d_j	Jmenovitá světlost	mm; m
e	Vzdálenost těžiště od okraje průřezu	mm; m
	Výstřednost	mm; m
f	Součinitel tření	1
	Pohybová frekvence	s^{-1}
h	Výška	mm; m
i	Převodové číslo	1
	Poloměr kvadratického momentu průřezu	mm; m
k	Míra bezpečnosti, bezpečnost	1
l	Délka	mm; m
m	Hmotnost	kg
	Modul	mm; m
	Výška matice	mm; m
	Momentový převod (převodové číslo)	1
n	Otáčky	s^{-1}; min^{-1}
p	Tlak	MPa; Pa
p_j	Jmenovitý tlak	MPa; Pa
p_D	Dovolený tlak	MPa
r	Poloměr	mm; m
s	Dráha	mm; m
	Tloušťka	mm; m
	Stoupání	mm; m
t	Rozteč	mm; m
v	Rychlost (obecně), obvodová rychlost	$m \cdot s^{-1}$
v_s	Střední rychlost	$m \cdot s^{-1}$
x	Dráha, vzdálenost	mm; m
y	Délka	mm; m
z	Počet zubů	1
α	Úhel pootočení kliky	(°); rad
β	Úhel ojnice	(°); rad
γ	Úhel stoupání šroubovice (závitu)	(°); rad
δ	Stupeň nerovnoměrnosti chodu	1
η	Účinnost	1

Značka	Veličina	Jednotka
λ	Součinitel zvýšení rychlosti	1
	Poměr r/l	1
	Štíhlostní poměr	1
ν	Kinematická viskozita	$m^2 . s^{-1}$
π	Ludolfovo číslo	1
ϱ	Hustota (měrná hmotnost)	$kg . m^{-3}$
σ	Normálové napětí	MPa
σ_d	Napětí v tlaku	MPa
σ_o	Napětí v ohybu	MPa
σ_{red}	Redukované napětí	MPa
σ_v	Napětí ve vzpěru	MPa
σ_D	Dovolené normálové napětí	MPa
σ_{Pt}	Mez pevnosti v tahu	MPa
σ_K	Mez kluzu	MPa
σ_{Tet}	Mez vzpěrné pevnosti podle Tetmajera	MPa
τ	Tečné napětí	MPa
τ_k	Napětí v krutu	MPa
τ_s	Napětí ve smyku	MPa
τ_D	Dovolené tečné napětí	MPa
φ	Třecí úhel	(°); rad
φ'	Třecí úhel v klínové drážce	(°); rad
ω	Úhlová rychlost	s^{-1}

Ostatní značky a zejména indexy jsou vysvětleny v textu.

PŘEDMLUVA

Učebnice navazuje na předchozí učebnice Stavba a provoz strojů – Části strojů a Převody a je napsána ve stejném pojetí. Pojednává o mechanismech, z nichž zejména tekutinové nabývají stále většího významu a využití v řídicí, regulační a automatizační technice. Řady uvedených mechanismů se používá v přístrojové technice a přesné mechanice. Tyto mechanismy jsou po straně označeny modrým pruhem a budou probírány zejména na oboru 23–82–6 Přístrojová a automatizační technika.

Učebnice je zpracována podle nejnovějších ČSN a důsledně v zákonných jednotkách SI. Učivo, které je obsaženo v knihách Bartoš a kol.: Strojnické tabulky (dále jen ST) a Kříž a kol.: Strojnické tabulky – část 1. pro 2. až 4. roč. SPŠS (dále jen ST1), není v učebnici uvedeno, ale jsou na ně odvolávky. Učitelé i žáci musí s nimi neustále pracovat, protože jsou nutnými doplňky této učebnice.

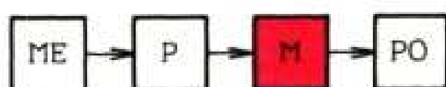
Autoři děkují za připomínky a podnětné návrhy, kterých se jim dostalo od obou lektorů Ing. Zdeňka Pavelky a prof. Ing. Antonína Němce.

Protože jde o první vydání této učebnice, autoři velmi rádi uvítají veškeré připomínky, které povedou ke zdokonalení a doplnění této učebnice.

Autoři

1 MECHANISMY

Na rozdíl od převodů, které konají rovnoměrný otáčivý pohyb (např. řemenové převody, převody ozubenými koly), konají mechanismy nerovnoměrný periodický pohyb (např. kloubové, vačkové, krokové, hydraulické a pneumatické mechanismy).



Obr. 1. Blokové schéma hnacího systému
ME – měnič energie (motor),
P – převodovka, M – mechanismus,
PO – pracovní orgán

Mechanismy jsou funkční celky v hnacím systému (*obr. 1*). Mají přeměnit a přenést energii dodávanou motorem (síla, pohyb) na pracovní orgány (např. nástroje) tak, aby mohly pracovat podle stanoveného programu. Přeměna a přenos se dějí podle nelineární závislosti (přenosová funkce, pohybový zákon) dané kinematickými rozměry členů.

Mechanismy mohou být:

1. *kinematické (mechanické)*, např. různě uspořádaná táhla, páky a vedení u parních lokomotiv, kloubové mechanismy u výložníků jeřábů, klikové mechanismy spalovacích motorů, kompresorů a čerpadel, nůžkové nebo šroubové mechanismy zvedáků, vačkové mechanismy ventilových rozvodů spalovacích motorů, řízení nástrojů u soustr ıžnických automatů a pracovního pohybu u potravinářských, textilních a balicích strojů vačkami apod.,

2. *elektrické* (probírají se v elektrotechnice),

3. *hydraulické*, např. hydraulické převody s plynulou změnou otáček u obráběcích strojů a vozidel, hydraulické lisy a zvedáky, dálková ovládání, regulace a automatizace strojů a zařízení atd.,

4. *pneumatické*, např. mechanizace a automatizace strojů a zařízení, pneumatické nástroje (šroubováky, utahováky, vrtačky, brusky, sbíječky), servomotory (např. u vozidlových brzd) apod.

Hydraulické a pneumatické mechanismy se jedním slovem nazývají *tekutinové mechanismy*. Často se používají kombinace uvedených mechanismů, např. mechanismy *elektrohydraulické, elektropneumatické* a *hydropneumatické*.

Všechny mechanismy ulehčují člověku těžkou tělesnou práci, šetří pracovní sílu, a tím zvyšují produktivitu práce.

Dnes, v době vědeckotechnické revoluce, mají pro mechanizaci a automatizaci pracovních procesů ve všech průmyslových odvětvích stále větší důležitost hydrau-

lické mechanismy. Všechny hydraulicky řízené a ovládané pracovní operace nejrůznějších strojů mohou být plně automatizovány. K tomu je ovšem nutné účelné spojení hydraulických a elektrických konstrukčních prvků, např. u relé, potenciometrů, spínačů, ventilů apod.

Výhoda pneumatických mechanismů zase spočívá v tom, že nositel energie – tlakový vzduch – je k dispozici na většině pracovišť průmyslových závodů. Jejich použití je však hospodárné pouze pro síly asi do 30 MN. Pro větší síly vycházejí příliš velké rozměry. Protože je vzduch stlačitelný, nehodí se pneumatické mechanismy pro všechny účely. Tam, kde se vyžaduje rovnoměrný pohyb, osvědčily se pneumohydraulické systémy.

Ekonomický úkol socialismu, zásobovat obyvatelstvo a všechna průmyslová odvětví stále modernějšími a hodnotnějšími výrobky, nutí strojírenství přejít od řemeslné a mechanizované výroby na automatizovanou. Při jejím zabezpečování mají právě mechanismy důležitý úkol.

(8) Mechanismy s přerušovaným pohybem
– západkový podávací mech.,
– stavítkový podávací mech.

2 KINEMATICKÉ MECHANISMY

Kinematický mechanismus je soustava těles, která jsou navzájem určitým způsobem spojena v jeden celek a vykonávají předem určené pohyby.

Úkolem mechanismu je vykonávat příslušný pohyb a přitom i určenou operaci (např. rozváděcí mechanismus motoru uděluje předepsaný pohyb ventilu, klikový mechanismus motoru mění přímočarý pohyb pístu na rotační pohyb klikového hřídele).

Moderní výkonné stroje vyžadují, aby jejich mechanismy byly konstruovány jednoduše, s malou hmotností, dobrou účinností a dlouhou životností.

Výhody kinematických mechanismů

1. Možnost dosažení značných rychlostních a silových převodů jednoduchými a spolehlivými mechanickými prostředky.
2. Malá náročnost na výrobu.
3. Necitlivost na změny teploty.
4. Nevyžaduje se zařízení na výrobu tlaku pracovní látky a pro její rozvod.

Nevýhody

1. Velká hmotnost.
2. Značné setrvačné síly.
3. Nevyvážené hmoty.
4. Velké tření.
5. Zpravidla nelze měnit rychlost buď vůbec, nebo je plynulá změna rychlosti možná jen v menším rozsahu.
6. Chod nebývá klidný a tichý.
7. Nebývá pojištění proti přetížení.

Mechanismy můžeme dělit z několika hledisek. Z hlediska teorie je důležité rozdělení na mechanismy rovinné a prostorové; pro konstruktéra je vhodné členění mechanismů podle konstrukčních znaků a podle funkce.

2.1 Části kinematických mechanismů

2.1.1 Členy mechanismů

Členem mechanismu se nazývá množina nepohyblivě spojených částí mechanismu. Jednotlivé členy jsou navzájem pohyblivě spojeny. Členy v mechanismu a stroji slouží k přenosu pohybu a sil od jednoho členu (hnacího) k druhému (hnanému).

Rozdělení kinemat. mech.: 1) šroubové mech. 2) pákové -‖- 3) kloubové 4) klikové -‖-
5) kulisové m. 6) vačkové -‖- 7) výstředníkové 8) Mech. s přeruš. pohyb.

Tab. 1. Důležité kinematické dvojice

Kinematické dvojice pro rovinný pohyb	Kinematické dvojice pro prostorový pohyb
Otočný kloub $i = 1$	Šroubový kloub $i = 1$
Posuvný kloub $i = 1$	Křížový (Kardanův) kloub $i = 2$
Kulisový kloub $i = 2$	Kulový kloub s kulovou pánví $i = 3$
Valivý kloub $i = 2$	Kloub otočný a posuvný $i = 2$
Dvojice desek $i = 3$	Kulový kloub s deskou $i = 5$

Členy mechanismu musí být dostatečně tuhé, aby je působící síly nedeformovaly. Je-li stroj vystaven rázovým zatížením, musí být členy mechanismu do určité míry pružné, čímž se zabezpečí tlumení rázových sil a členy stroje se chrání před poškozením. *Pružné členy* s omezenou tuhostí se používají také tehdy, je-li nutné chránit stroj před chvěním a kmitáním.

Jako *ohebné členy* se používají lana, řemeny (ploché a klínové), dráty a všechny druhy řetězů. Mezi ohebné členy je třeba zařadit i kuličkové mechanismy, u nichž se pohyb a síly přenášejí od jednoho členu k druhému uzavřeným proudem kuliček, které se přemisťují v trubkách nebo kanálech.

Člen mechanismu, který je vzhledem na vztažený prostor nebo rovinu v (relativním) klidu, se nazývá rám.

2.1.2 Kinematické dvojice

Vzniknou spojením dvou členů, které se mohou navzájem pohybovat. Dva členy se mohou spolu stýkat v množině ploch, čar nebo bodů.

Kinematická dvojice jako spojení dvou členů dovoluje určitý počet základních pohybů (posuv, otáčení) jednoho členu vůči druhému; počet těchto možných relativních pohybů je *stupeň volnosti pohybu i.*

Člen – těleso – má v rovině tři, v prostoru šest stupňů volnosti pohybu. Kinematické dvojice mohou odebrat členu v rovině jeden nebo dva, v prostoru jeden až pět stupňů volnosti pohybu, neboť spojení musí být pohyblivé. Některé důležité kinematické dvojice jsou v *tab. 1.*

2.1.3 Kinematická schémata

Slouží k usnadnění rozboru mechanismů a k jejich posouzení, a také k dalšímu kinematickému řešení. V těchto schématech nerespektujeme konstrukční tvary jednotlivých členů mechanismu, které znázorňujeme normalizovanými symboly (viz ST); totéž platí i pokud jde o znázornění prvků kinematického spojení členů.

V kinematických schématech dodržujeme však geometrické uspořádání, tj. ve zvoleném měřítku vzdálenosti jednotlivých kloubů, úhly natočení klik na společném hřídeli apod.; údaje netýkající se pohybu mechanismů se do schémat nezakreslují.

Jednotlivé členy mechanismu označujeme ve schématech arabskými číslicemi. Číslem *1* obvykle označujeme rám. Číslo posledního členu dává celkový počet členů mechanismu. Hnací členy mechanismu označujeme ve schématech šipkami, jejichž smysl odpovídá smyslu pohybu.

2.2 Šroubové mechanismy

Je vytvořen pohybovým šroubem a maticí a slouží k přeměně točivého nebo šroubovitého pohybu na posuvný a naopak (*tab. 2*), např. u vodicích šroubů soustruhů, u vřeten lisů, ventilů a šoupátek, šroubových zvedáků a stahováků. Jeho význam ovšem klesá s rozšířením použití tekutinových mechanismů.

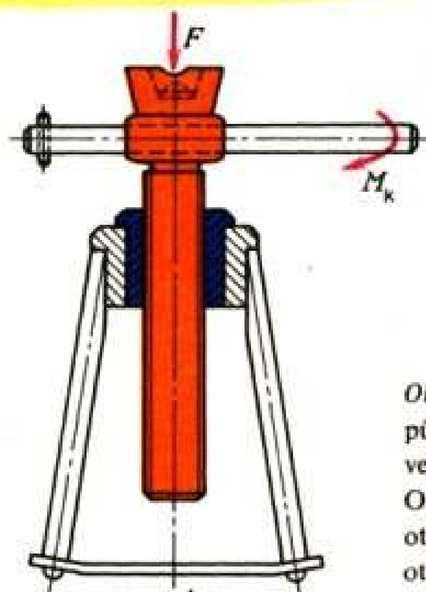
Tab. 2. Princip jednotlivých druhů šroubových mechanismů

Přeměna točivého pohybu na posuvný		Přeměna šroubovitého pohybu na posuvný	
1. Šroub se otáčí, matice se posouvá	2. Matice se otáčí, šroub se posouvá	3. Šroub koná šroubovitý pohyb (otáčení i posun), matice stojí	4. Matice koná šroubovitý pohyb (otáčení i posun), šroub stojí

Vysvětlivky: *1* – rám, *2* – posuvný člen, *3* – matice, *4* – šroub

2.2.1 Materiály a konstrukce

U pohybových šroubů se používá přednostně lichoběžníkový rovnoramenný závit a pouze výjimečně v nečistém provozu s rázovým namáháním, např. u spojek želez-



Obr. 2. Šroubový zvedák. Hnací síla působí na ruční páce, otáčí šroubem vedeným v matici v podstavci. Osová síla šroubu působí přes otočnou hlavici na břemeno, které se otáčením šroubu zdvihá nebo spouští

ničních vagónů, se používá též oblý závit. Pro jednostranně vysoce namáhaná vřetena, např. u automobilových zvedáků, používá se lichoběžníkový závit nerovnoramenný. U mechanismů vyžadujících samosvornost jsou závity jednochodé, u ostatních většinou vícechodé pro zlepšení účinnosti.

Vřetena se nejčastěji vyrábějí z konstrukčních ocelí 11 500 a 11 600, materiál méně namáhaných matic bývá šedá litina, pro vyšší namáhání bronz nebo mosaz.

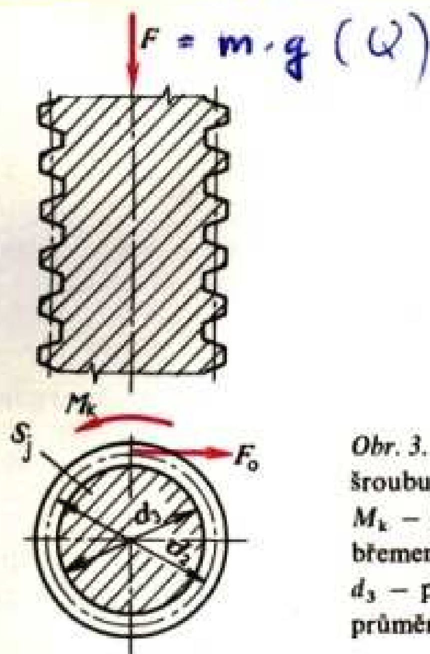
Typický příklad konstrukce šroubových mechanismů je šroubový zvedák (*obr. 2*). Šroub je jednochodý, samosvorný; účinnost zvedáku je proto jen 30 až 40 %. Nosnost podobných zvedáků bývá 2 až 35 t, zdvih 100 až 300 mm při hmotnosti 5 až 50 kg. V porovnání s hřebenovými zvedáky jsou výrobně levnější, ale mají malou účinnost a zvedají pomaleji.

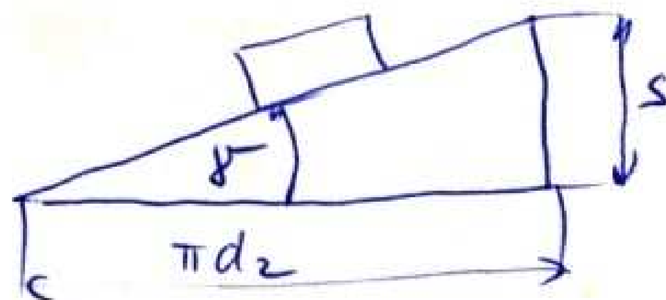
2.2.2 Silové poměry, účinnost (*obr. 3*)

Kroutící moment vřetena: $M_k = F_o \cdot \frac{d_2}{2}$,

obvodová síla:

1. pro zvedání: $F_{o1} = F \cdot \mathrm{tg}(\gamma + \varphi')$,
2. pro spouštění: $F_{o2} = F \cdot \mathrm{tg}(\gamma - \varphi')$,





Obr. 3. Silové poměry na pohybovém šroubu
M_k – kroutící moment vřetena, F – břemeno, F_o – obvodová síla, d_3 – průměr jádra závitu, d_2 – střední průměr závitu

účinnost:

1. při zvedání: $$\eta_1 = \frac{\mathrm{tg}\,\gamma}{\mathrm{tg}(\gamma + \varphi')},$$
2. při spouštění: $$\eta_2 = \frac{\mathrm{tg}\,\gamma}{\mathrm{tg}(\gamma - \varphi')}.$$

Je-li $\varphi' \geqq \gamma$, pak $\mathrm{tg}(\gamma - \varphi') \leqq 0$ a z toho $\eta_2 \leqq 0$, tj. *samosvornost*. Využívá se např. u šroubových zvedáků.

2.2.3 Pevnostní výpočet

Průřez jádra vřetena je namáhán osovou provozní silou F na tah a tlak a současně krouticím momentem M_k na krut:

napětí v tahu či v tlaku:

$$\sigma = \frac{F}{S_j},$$

napětí v krutu:

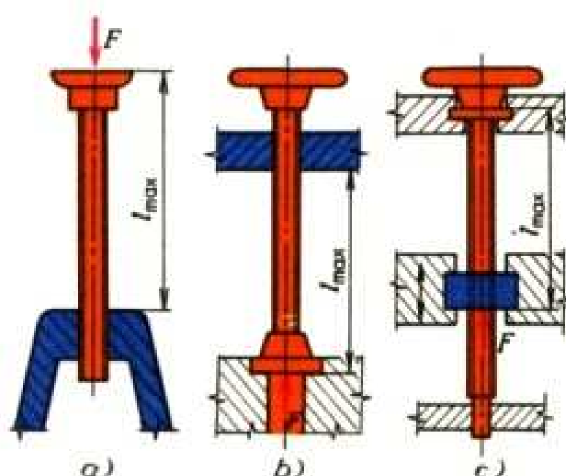
$$\tau_k = \frac{M_k}{0{,}2d_3^3}.$$

Výsledné redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_k^2} \leqq \sigma_D.$$

Dovolené napětí lichoběžníkového závitu pro:

	míjivé zatížení	střídavé zatížení
u rovnoramenného závitu	$\sigma_D \doteq 0{,}2\sigma_P$,	$\sigma_D \doteq 0{,}13\sigma_P$,
u nerovnoramenného závitu	$\sigma_D \doteq 0{,}25\sigma_P$,	$\sigma_D \doteq 0{,}16\sigma_P$.



Obr. 4. Běžné případy vzpěru vřetena šroubu. Štíhlost vřetena

$$\lambda = \frac{4\mu \cdot l_{max}}{d_3}$$

a) případ 1: $\mu = 2$, *b*), *c*) případ 2: $\mu = 1$

Delší vřetena namáhaná tlakem (např. u šroubových zvedáků, lisů apod.) se kromě toho musí kontrolovat na vzpěr. Ocelová vřetena se kontrolují při štíhlosti $\lambda \geqq 90$ podle Eulera.

Kritická síla:

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_j}{(\mu \cdot l)^2},$$

bezpečnost:

$$k_E = \frac{F_{kr}}{F} \geqq 2{,}6 \text{ až } 6,$$

λ podle *obr. 4*.

Pro $\lambda < 90$ se kontroluje podle Tetmajera.

Pro oceli 11 500 a 11 600 je: $\sigma_{Tet} \doteq 350 - 0{,}6\lambda$,

napětí ve vzpěru:

$$\sigma_v = \frac{F}{S_j},$$

bezpečnost:

$$k_T = \frac{\sigma_{Tet}}{\sigma_v} \geqq 1{,}7 \text{ až } 4 .$$

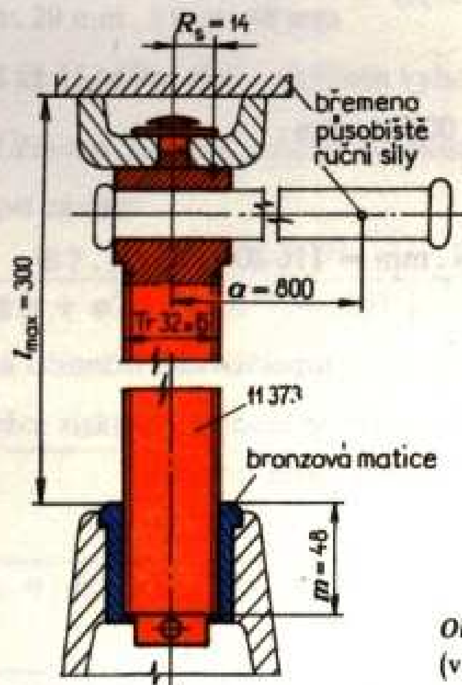
U kinematické dvojice šroub–matice je třeba dále kontrolovat tlak v závitech měkčí součásti (zpravidla matice):

$$p = \frac{F}{\pi \,.\, d_2 \,.\, H_1 \,.\, z} \leqq p_D ,$$

kde d_2 je střední průměr závitu,
H_1 – nosná hloubka závitu (viz ST),
z $= m/t$ – počet závitů v matici,
m – výška matice,
t – rozteč závitu.

Dovolený tlak se volí

u litinové matice: $p_D = 2$ až 7 MPa,
u bronzové matice: $p_D = 5$ až 15 MPa.



Obr. 5. Šroubový zvedák (v nejvyšší poloze)

Příklad výpočtu. Proveďte pevnostní kontrolu vřetena šroubového zvedáku o nosnosti 3 t (*obr. 5*) a závitů v bronzové matici. Poněvadž nastává zatěžování

a odlehčování, jde o míjivé zatížení. Součinitel tření mezi čelní plochou vřetena a hlavicí zvedáku, jakož i v závitech $f = 0,1$ (dobře mazaný závit).

1. *Potřebný hnací kroutící moment:*

Tíha břemene:

$$F = m \,.\, g \doteq 3\,000\,\text{kg} \,.\, 10\,\text{m} \,.\, \text{s}^{-1} = 30\,000\,\text{N} \,.$$

Rozměry lichoběžníkového závitu Tr 32 × 6: $d_2 = 29$ mm, $d_3 = 25$ mm, $s = t = 6$ mm, $S_j = 491\ \text{mm}^2$, $H_1 = 0{,}5s = 3$ mm (ze ST).

Úhel stoupání:

$$\text{tg}\,\gamma = \frac{s}{\pi \,.\, d_2} = \frac{6\,\text{mm}}{\pi \,.\, 29\,\text{mm}} = 0{,}065\,9 \,, \text{ z toho } \gamma = 3{,}77^\circ \,.$$

Třecí úhel pro lichoběžníkový závit (poloviční vrcholový úhel závitu $\beta = 15^\circ$):

$$\text{tg}\,\varphi' = \frac{f}{\cos\beta} = \frac{0{,}1}{\cos 15^\circ} = 0{,}104 \Rightarrow \varphi' = 5{,}91^\circ \,.$$

Obvodová síla pro zvedání:

$$F_o = F \,.\, \text{tg}(\gamma + \varphi') = 30\,000\,\text{N} \,.\, \text{tg}(3{,}77^\circ + 5{,}91^\circ) = 5\,117\,\text{N} \,.$$

Kroutící moment vřetena:

$$M_k = F_o \,.\, \frac{d_2}{2} = 5\,117\,\text{N} \,.\, \frac{29\,\text{mm}}{2} = 74\,200\,\text{N} \,.\, \text{mm} \,.$$

Třecí moment mezi hlavicí a vřetenem:

$$M_T = F \,.\, f \,.\, R_s = 30\,000\,\text{N} \,.\, 0{,}1 \,.\, 14\,\text{mm} = 42\,000\,\text{N} \,.\, \text{mm} \,.$$

Celkový potřebný hnací kroutící moment:

$$M_c = M_k + M_T = 74\,200\,\text{N} \,.\, \text{mm} + 42\,000\,\text{N} \,.\, \text{mm} = 116\,200\,\text{N} \,.\, \text{mm} \,.$$

2. *Redukované napětí ve vřetenu:*

Napětí v tlaku:

$$\sigma_d = \frac{F}{S_j} = \frac{30\,000\,\text{N}}{491\,\text{mm}^2} = 61{,}1\,\text{MPa} \,,$$

napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{0{,}2 d_3^3} = \frac{74\,200\,\text{N} \,.\, \text{mm}}{0{,}2 \,.\, (25\,\text{mm})^3} = 23{,}7\,\text{MPa} \,.$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_k^2} = \sqrt{61{,}1^2 + 3 \,.\, 23{,}7^2}\,\text{MPa} = 73{,}61\,\text{MPa} \,,$$

dovolené napětí:

$\sigma'_D \doteq 0{,}2\sigma_P = 0{,}2\,.\,370\text{ MPa} = 74\text{ MPa}$,

vřeteno vyhovuje na tlak a krut.

3. *Kontrola na vzpěr:*

Podle *obr. 4* jde o případ 1, tedy $\mu = 2$,

štíhlost

$$\lambda = \frac{4\mu\,.\,l_{max}}{i} = \frac{8l_{max}}{d_3} = \frac{8\,.\,300\text{ mm}}{25\text{ mm}} = 96 > 90\,,\quad \text{počítá se podle Eulera.}$$

Kritická síla:

$$F_{kr} = \frac{\pi^2\,.\,E\,.\,J_j}{(\mu\,.\,l)^2} = \frac{\pi^2\,.\,2\,.\,10^5\text{ MPa}\,.\,0{,}05\,.\,(25\text{ mm})^4}{(2\,.\,300\text{ mm})^2} = 107\,092\text{ N}\,,$$

bezpečnost:

$$k_E = \frac{F_{kr}}{F} = \frac{107\,092\text{ N}}{30\,000\text{ N}} = 3{,}57 > 2{,}6\,,\ \text{vyhovuje.}$$

4. *Tlak v závitech matice:*

$$p = \frac{F}{\pi\,.\,d_2\,.\,H_1\,.\,z} = \frac{F\,.\,t}{\pi\,.\,d_2\,.\,H_1\,.\,m} =$$

$$= \frac{30\,000\text{ N}\,.\,6\text{ mm}}{\pi\,.\,29\text{ mm}\,.\,3\text{ mm}\,.\,48\text{ mm}} = 13{,}72\text{ MPa}\,,$$

$p_D = 5$ až 15 MPa, tlak v závitech vyhovuje.

5. *Účinnost závitu a celková účinnost mechanismu:*

Účinnost závitu:

$$\eta_z = \frac{\text{tg}\,\gamma}{\text{tg}\,(\gamma + \varphi')} = \frac{\text{tg}\,3{,}77^\circ}{\text{tg}\,(3{,}77^\circ + 5{,}91^\circ)} = 0{,}39\,,$$

celková účinnost mechanismu:

$$\eta = \frac{\text{práce získaná zdvihem břemena při 1 otočení vřetena}}{\text{celková hnací práce na páce}} =$$

$$= \frac{F\,.\,s}{F_o\,.\,\pi\,.\,d_2 + F\,.\,f\,.\,2\pi\,.\,R_s} =$$

$$= \frac{F\,.\,s}{F\,.\,\pi d_2\,.\,\text{tg}\,(\gamma + \varphi') + F\,.\,f\,.\,2\pi\,.\,R_s} =$$

$$= \frac{6\text{ mm}}{\pi\,.\,[29\text{ mm}\,.\,\text{tg}\,(3{,}77^\circ + 5{,}91^\circ) + 0{,}1\,.\,2\,.\,14\text{ mm}]} = 0{,}25\,.$$

6. *Ruční síla na páce při zvedání:*

$$F_1 = \frac{M_c}{a} = \frac{116\,200\ \text{N}\,.\,\text{mm}}{800\ \text{mm}} = 145\ \text{N}\,.$$

7. *Ruční síla na páce při spouštění:*

Obvodová síla při spouštění:

$$F_o = F\,.\,\text{tg}\,(\gamma - \varphi') = 30\,000\ \text{N}\,.\,\text{tg}\,(3{,}77^\circ - 5{,}91^\circ) = -1\,121\ \text{N}\,,$$

kroutící moment:

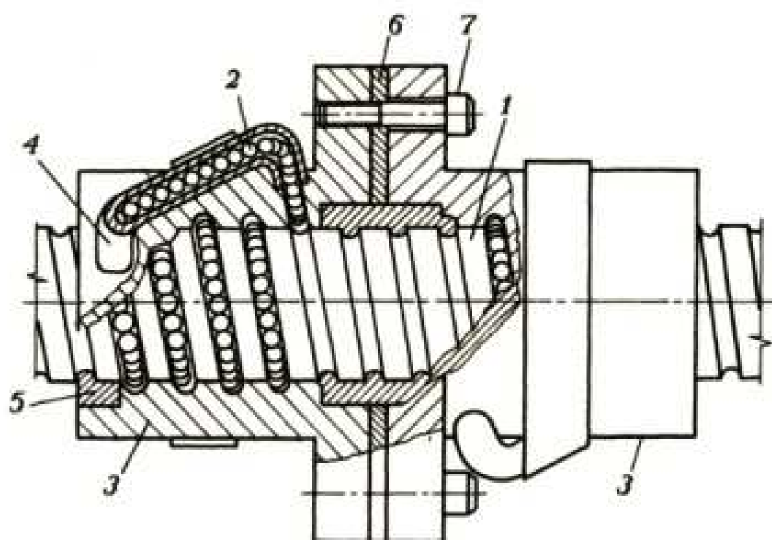
$$M_k = F_o\,.\,\tfrac{1}{2}d_2 = -1\,121\ \text{N}\,.\,\frac{29\ \text{mm}}{2} = -16\,255\ \text{N}\,.\,\text{mm}\,.$$

Celkový moment na páce:

$$M_c = M_k + M_T = -16\,255\ \text{N}\,.\,\text{mm} - 42\,000\ \text{N}\,.\,\text{mm} = -58\,255\ \text{N}\,.\,\text{mm}\,,$$

ruční síla na páce:

$$F_2 = \frac{M_c}{a} = \frac{-58\,255\ \text{N}\,.\,\text{mm}}{800\ \text{mm}} = -73\ \text{N}\,.$$



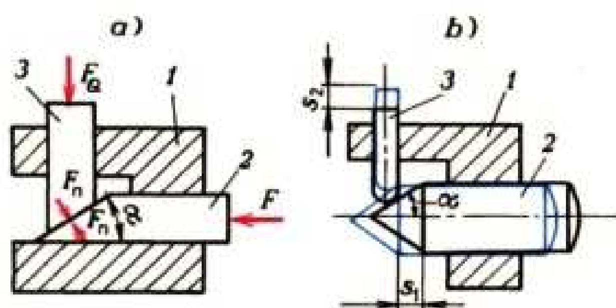
Obr. 6. Provedení a princip kuličkového šroubu
1 – vřeteno šroubu s broušenými kuličkovými dráhami, *2* – oběžné kuličky, *3* – matice, *4* – zpětný kanál, *5* – stěrač, *6* – příložka, *7* – spojovací šroub
Princip: Kuličky *2* jsou vraceny zpětným kanálem *4* do výchozího místa; při použití dvou matic *3* a příložky *6* je možno předběžným zatížením vyloučit axiální vůli

2.2.4 Šroubový mechanismus s valivými tělísky

Účinnost šroubových mechanismů je možno podstatně zvýšit (na 90 až 93 %) vložením valivých tělísek (nejčastěji kuliček) mezi šroub a matici tak, aby nastalo valivé tření (*obr. 6*). U nás kuličkové šrouby s úspěchem vyrábí a do svých výrobků montuje n. p. TOS Kuřim.

2.2.5 Klínový mechanismus

Na podobném principu jako šroubové mechanismy jsou založeny i klínové mechanismy. Lze jimi pomocí nakloněné roviny přeměňovat posuvný pohyb na posuvný pohyb jiného směru (*obr. 7*).



Obr. 7. Silové a pohybové poměry u klínových převodů. Trojčlenný mechanismus
1 – rám, *2*, *3* – posuvné části;
a) prizmatické (hranolovité) vedení a klínová styčná plocha hnací součásti, *b*) válcové vedení a kuželová styčná plocha hnací součásti *2*

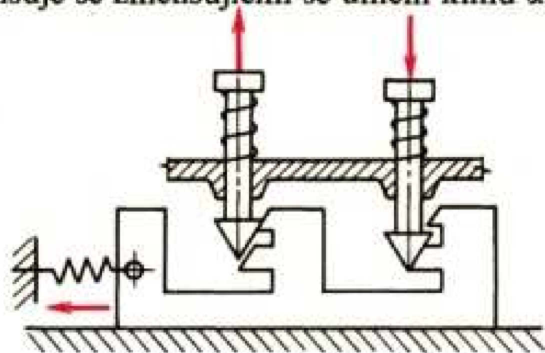
Síly v mechanismu (*obr. 7a*):

$$F = F_n \,.\, \sin\alpha\,, \qquad F_Q = F_n \,.\, \cos\alpha\,.$$

Poměr sil:

$$\frac{F}{F_Q} = \frac{F_n \,.\, \sin\alpha}{F_n \,.\, \cos\alpha} = \operatorname{tg}\alpha$$

se zmenšuje se zmenšujícím se úhlem klínu α.



Obr. 8. Blokovací tlačítko pro přímočaře vedené vodítko

V přesné mechanice nejde u klínových mechanismů ani tak o silové poměry, jako spíš o převod pohybu; posunutím hnacího klínu (kužele) *2* o vzdálenost s_1 se posune hnaná součást *3* o vzdálenost s_2 (*obr. 7b*). Zde platí obrácený vztah než pro síly, tj.

$$\frac{s_2}{s_1} = \frac{F}{F_Q} = \operatorname{tg}\alpha\,.$$

Nedoporučuje se volit $\alpha > 45°$, protože se pak nevhodně změní třecí poměry a součást *3* se ve vedení snadno vzpříčí.

Příkladem klínového mechanismu s přímým ovládáním jsou např. blokovací tlačítka (*obr. 8*).

Tab. 3. Tvary pák

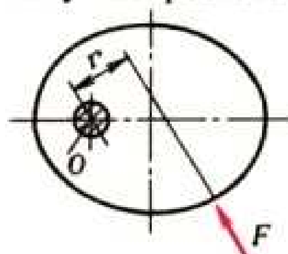
Název – popis	Vyobrazení
1. Páka jednoramenná s jedním čepem – upevnění na hřídeli: a) nalisováním b) naklínováním c) svěrným spojem d) navařením Průřez ramen je obdélníkový (a), křížový (b) nebo I (c) Délka náboje naklínované páky: $l = 1{,}3d + 0{,}1r$, u nalisované páky může být kratší	1.
2. Páka jednoramenná s dvěma čepy – velikost přenášené síly se určí z rovnováhy momentů $F_1 . r_1 = F_2 . r_2$	2.

Pokračování

Název – popis	Vyobrazení
3. Páka dvouramenná přímá – mění velikost i smysl pohybu táhel	3. a) b)
4. Páka dvouramenná úhlová – mění velikost i směr různoběžných sil a pohybu	4. a) b)
5. Páka trojramenná (křížová) – přenáší sílu ve dvou směrech. Rovnováha momentů: $F_1 . r_1 = F_2 . r_2 + F_3 . r_3$	5.

2.3 Pákové mechanismy

Základem pákových mechanismů je páka, tj. strojní součást otočná na čepu, na níž působí síla F, takže vznikne točivý moment $M = F \cdot r$ (*obr. 9*). Opisuje-li páka poměrně velký úhel pootočení, nazývá se obvykle klika.



Obr. 9. Vznik točivého momentu
F – síla na páce, r – vzdálenost síly od osy otáčení O.

Páky slouží k převodu pohybu nebo síly z jednoho hřídele na druhý, tj. ke změně směru, smyslu, popř. velikosti, ale též ke změně točivého pohybu v pohyb přímočarý a naopak (klikový mechanismus).

Tab. 4. Tvary pák v přesné mechanice

Název – popis	Vyobrazení
1. Páka jednoramenná: a) náboj s pákou odlit nebo vykován vcelku b) náboj jen zalisován nebo připájen c) rozdvojená páka ze dvou částí připájených na společný náboj	1. a) b) c)
2. Páka dvouramenná: a) přímá rozdvojená snýtovaná b) úhlová složená ze dvou ramen a zalisovaného nebo připájeného náboje	2. a) b)
3. Páka trojramenná – u stopek pro vracení ručky do nulové polohy	3.

Tab. 5. Pákové a nůžkové mechanismy

1. Mechanismy s neotáčejícím se hnacím členem	
Mechanismy se silovým stykem	
Název – vyobrazení	Funkce
Změna posuvného pohybu na otáčivý u dílenského měřidla	Průměr obrobku *1* se měří tak, že se přímočaře vedený dotyk *2* opírá pod tlakem pružiny *3* o obrobek. Páka *4* s ocelovou kuličkou je přitlačována spirálovou pružinou *5* proti dotyku. Otáčivý pohyb páky *4* se ve zvětšeni přenáší ozubeným soukolím na ukazovatel *6*. Páka *7*, opírající se spodním koncem o výstupek *8* dotyku, odtahuje ho od obrobku. Zmáčknutím tlačítka se posune dotyk proti síle pružiny *3* doleva
Mechanismy s tvarovým stykem	
Přenášení pohybu kláves u psacího stroje	Stlačením klávesnicové páky *1* (popř. pootočením o malý úhel) se kladívko *2* nesoucí typ *3*, pootočí asi o úhel 90°. Pákový převod je dvojitý. První části převodu, složeného z pák *1* a *2*, se dosáhne vhodného úhlového pohybu lomené vložené páky *4*–*5*, jejíž delší rameno *6* zasahuje čepem *4* do zářezu páky *7*, pevně spojené s kladívkem

Pokračování

Název – vyobrazení	Funkce
Nůžkové pákové mechanismy	
Nůžkový podstavec pro telefonní přístroj	Při max. stlačení nůžkového mechanismu je $b_{1\,min} \doteq d$, při max. vytažení je $h_{2\,min} = 0{,}6l$, $b_2 \doteq 0{,}8l$, kde l – délka nůžkových pák S prodloužením mechanismu klesá spolehlivost, proto se doporučují nejvýše pětimístné nůžky (viz obr.)
2. Mechanismy s otáčejícím se hnacím členem	
Mechanismy se silovým stykem	
Srdcovkový převod k zpětnému nastavení číselných kotoučků počitadla	Každý z číselných kotoučků *1* je spojen se srdcovkovitou vačkou. Výmazu se dosáhne tím, že se pootočí hřídel *4* proti síle pružiny ve smyslu šipky. Předtím se uvolní vzájemně vázané spojení číselných kotoučků pastorky *3* s nimi zabírajícími. Plechový rám *5* je totiž pevně spojen s hřídelem *4*, takže všechny pastorky vyjdou ze záběru, když se hřídel otáčí. Současně se řadicí pákou *6* uvolní zubová spojka *2*, spojující počitadlo s pohonem

Pokračování

Název – vyobrazení	Funkce
Přímé mechanismy s tvarovým stykem	
Kývavá kulisa k jemnému nastavení ukazatele měřicího přístroje *e* – výstřednost	Hřídel *1* páky *2* je kolmý k hřídeli *3* výstředníku *4*. Páka je ohnuta do pravého úhlu a objímá vidlicovitým koncem výstředník, takže pootočením hřídele výstředníku šroubovákem lze páku pootáčet žádaným způsobem. Talířová pružina *5* pojišťuje hřídel proti neúmyslnému přestavení
Nepřímé mechanismy s tvarovým stykem	
Klikové mechanismy	Sem patří hlavně klikové mechanismy s obloukovým a přímočarým posuvem, obvyklé v konstrukci strojů, kterým je věnována samostatná kap. 2.5

Páky jako konstrukční prvek nabízejí veliký výběr technologických postupů i volby materiálu. Alternativní návrhy hodnotí technik z hlediska materiálových nákladů, pracnosti, hmotnosti a konečné ceny.

Konstrukce jsou různé podle účelu, velikosti namáhání, nároků na přesnost i podle výrobních hledisek. Páky se vyrábějí ze šedé litiny nebo z oceli na odlitky, ocelové kované, lisované nebo svařované (poslední zejména při kusové výrobě) (*tab. 3*).

Páčky se vyrábějí vstřikovacím litím, nejčastěji však z plechu, v sériové výrobě vystřižením pod lisem, někdy stačí drát. Materiál pro tyto páčky je ocelový (možno zakalit) nebo mosazný (snadná výroba) plech, hliník, různé slitiny, mosazný drát, plasty (*tab. 4*).

Provedení pákových a nůžkových mechanismů je v *tab. 5*.

2.4 Kloubové mechanismy

Všechny rovinné kloubové mechanismy jsou charakteristické tím, že mají nejméně čtyři tuhé členy, spojené otočnými nebo posuvnými klouby, a nejméně jednu nehybnou spojnici (rám). Body členů opisují při pohybu křivky (trajektorie), které mají podle rozměrů členů a podle polohy bodů různé tvary.

Kloubové mechanismy jsou takové, u nichž se rovnoměrný otáčivý pohyb mění v periodický a opačně. Podle způsobu provedení mechanismu může být rovnoměrný hnací pohyb převeden u hnaného členu, který kýve okolo pevné osy, na pohyb po přímočaré dráze nebo po zakřivené dráze vyššího řádu. Uvedené mechanismy se používají jako převodové nebo vodicí či jejich kombinace.

Kloubové mechanismy jsou součástí nejrozmanitějších strojů, u nás již tradičně vyráběných (např. klikový mechanismus pístových motorů a strojů). Osvědčily se u textilních strojů (šicích a pletacích), zemědělských strojů a chemických aparátů, neboť nejsou náročné na údržbu; jsou i stavebními prvky přístrojů v přesné mechanice.

Výhody kloubových mechanismů

1. Výroba členů a kloubů je jednodušší než např. křivkového kotouče.
2. Otočné klouby nevyžadují pečlivou údržbu.
3. Mazání i při velkém znečištění nebo korozi není obtížné vzhledem k dobře zakrytým kloubům.
4. Kloubové mechanismy oproti jiným mohou používat kluzné klouby, otočné a smykové, mající počet stupňů volnosti $i = 1$ a všeobecně plošný styk.
5. Členy mohou být přestavitelné, takže lze měnit přenášené funkce nebo seřízení.
6. Lépe se osvědčují u rychloběžných strojů než např. křivkové mechanismy.

Nevýhody

1. Možnosti použití kloubových mechanismů jsou velmi úzce vázány na jejich vlastnosti (způsob převodu, křivky opisované členy, potřeba prostoru).
2. Přesnost přenášené funkce nebo vodicí dráhy je obvykle malá.
3. Vlastnosti mechanismů závisí na počtu a rozměrech členů a na celkovém uspořádání.
4. Znalosti a dokumentace o kloubových mechanismech více než čtyřčlenných jsou značně neúplné.
5. Požadavek většího počtu uložení v rámu vyžaduje často speciální konstrukční řešení.
6. Potřeba místa kloubového mechanismu se dá ze zadání většinou velmi těžko odhadnout.

2.4.1 Čtyřčleny

Tak se nazývají jednoduché rovinné čtyřkloubové mechanismy s jedním stupněm volnosti. Jsou nuceně oběžné, tj. určitému postavení hnacího členu jsou jednoznačně přiřazeny polohy všech ostatních členů (*tab. 6*).

2.4.2 Silové poměry

Jako příklad je znázorněn u dvojvahadlového mechanismu přenos sil z hnacího členu *2* na hnaný člen *4* (*obr. 10*). Působí-li ve směru otáčení v bodě B síla F_B, můžeme ji rozložit do směru členu *2* a *3*, její složky jsou pak F_{BA} a F_{BC}. Síla F_{BC} se přenese

Tab. 6. Přehled čtyřčlenných mechanismů

Název	Vyobrazení
Mechanismus klikovahadlový Názvosloví: nehybný člen — 1 – rám hnací člen (otáčí se) — 2 – klika pohyb od kliky přenáší člen — 3 – ojnice hnaný člen (jen kýve) — 4 – vahadlo $l_{min} + l_{max} < l' + l''$, nejkratší člen je klika	3, 4, 2, 1
Mechanismus dvojklikový Členy 2 a 4 se mohou otáčet. $l_{min} + l_{max} < l' + l''$, nejkratší člen je rám	3, 4, 2, 1
Mechanismus dvojvahadlový Členy 2 a 4 mohou jen kývat. $l_{min} + l_{max} > l' + l''$, zde $a + d > c + b$, nebo $l_{min} + l_{max} < l' + l''$ a nejkratší člen je ojnice	3, 2, 4, 1
Mechanismus klikovahadlový výstředný Výstřednost $e = 0$, tj. osa otáčení kliky 2 leží na prodloužené přímkové dráze (přibližně) koncového bodu vahadla 4	2, 3, 1, 4, 1
Mechanismus paralelogramový Vahadla 2 jsou rovnoběžná a stejně dlouhá	1, 2, 2, 1

Pokračování

Název	Vyobrazení
Mechanismus antiparalelogramový Kliky *1* jsou rovnoběžné a stejně dlouhé, ale protilehlé	

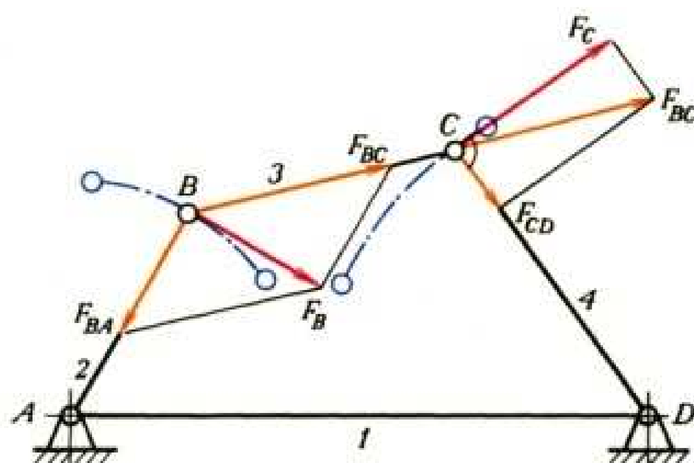
Čárkovaně jsou na obrázcích vyznačeny úvratě členů.

l_{min} – délka nejkratšího členu,

l_{max} – délka nejdelšího členu,

l', l'' – délky zbývajících členů.

členem *3* v nezměněné velikosti a směru do bodu *C*. V tomto bodě se rozloží dále do směru F_{CD} a směru F_C. Obvodová síla F_B hnacího členu byla převedena na obvodovou sílu F_C hnaného členu.



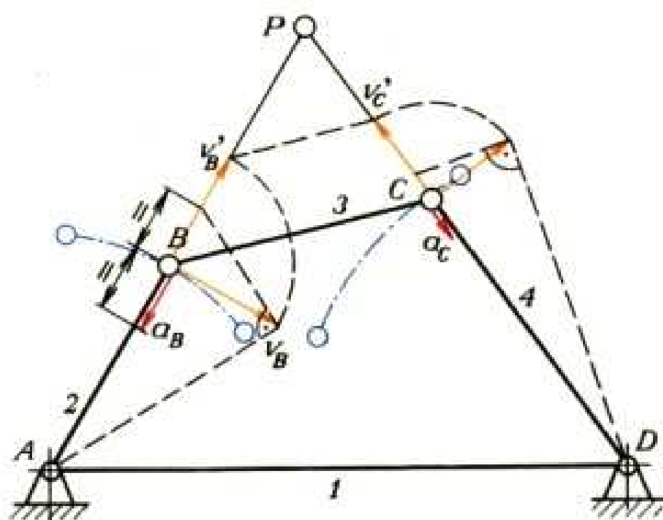
Obr. 10. Silové poměry u čtyřčlenu

2.4.3 Rychlost a zrychlení

Při převodu rychlosti z hnacího členu na hnaný pro stejný mechanismus (*obr. 11*) je dána úhlová rychlost ω_B hnacího členu *2*; pak $v_B = \omega_B \, . \, AB$. Směry rychlostí bodů *B* a *C* leží na tečnách jejich drah. Určí se pól otáčení *P* (okamžitý střed otáčení bodu *B* a *C* i celého členu *3*), který leží v průsečíku příslušných normál. Koncovým bodem pootočené rychlosti v'_B vedeme rovnoběžku s členem *3*. Získáme pootočenou rychlost v'_C, kterou otočíme do tangenciálního směru jako rychlost v_C. Výsledek prověříme vztahem:

$$\frac{v'_B}{v'_C} = \frac{PB}{PC}.$$

Normálové (dostředivé) zrychlení při grafickém řešení (*obr. 11*) leží na normále, je dáno vztahem $a_n = v^2/\varrho$, kde ϱ je poloměr křivosti dráhy bodu, a směřuje vždy do středu křivosti. V našem případě $a_B = \dfrac{v_B^2}{AB}$, $a_C = \dfrac{v_C^2}{CD}$.

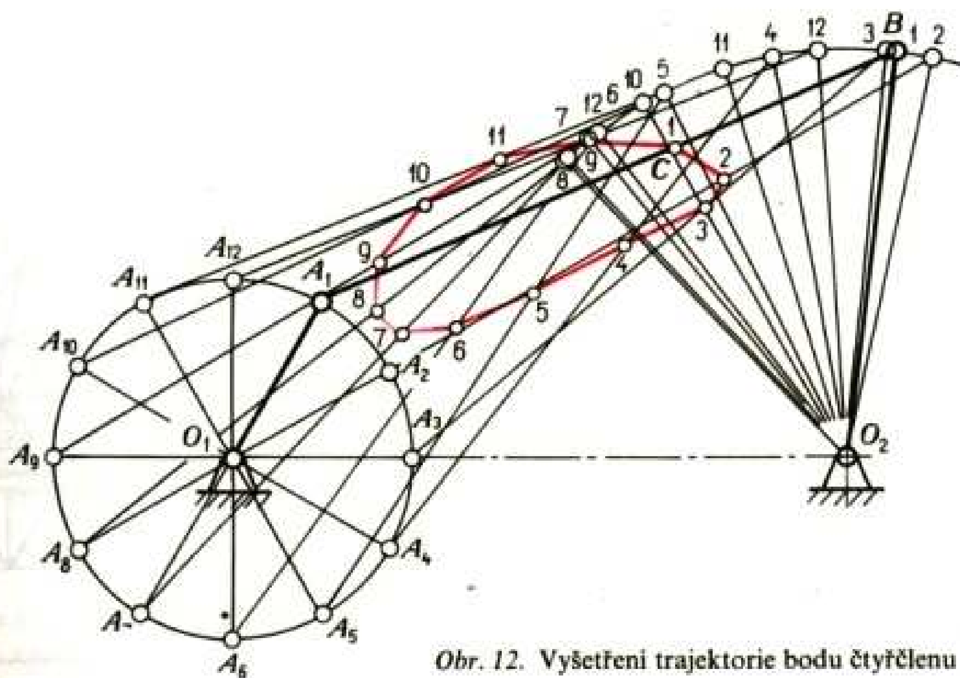


Obr. 11. Rychlosti a zrychlení u čtyřčlenu

Zkoumané mechanismy, rychlosti a zrychlení kreslíme v měřítku, a podle něho výsledky řešení též vyhodnocujeme.

2.4.4 Vyšetření trajektorie bodu čtyřčlenu

Dráhu (trajektorii) bodu mechanismu vyšetříme, rozdělíme-li dráhu koncového bodu *A* hnacího členu na zvolený počet dílů a pak zakreslíme mechanismus v příslušných polohách (*obr. 12*). Tak zjistíme trajektorii libovolného bodu *C* ojnice, popř. i bodu na prodloužené ojnici nebo na připojeném rameni.



Obr. 12. Vyšetření trajektorie bodu čtyřčlenu

Tab. 7. **Příklady kloubových mechanismů**

Název	Vyobrazení
Středový klikový mechanismus Výstřednost $e = 0$ (viz kap. 2.5)	
Výstředný klikový mechanismus, $e \neq 0$ Hnacím členem může být jak klika *2* (klikový lis, pístový kompresor), tak i posouvající se člen (píst, křižák, smýkadlo) *4* (pístový spalovací motor). Na rozdíl od centrického mechanismu dává větší zdvih pístu než průměr klikové kružnice, umožňuje lepší výplach válce u dvoudobých spalovacích motorů, snižuje normálový tlak pístu na válec	
Pohon pístového čerpadla – přímočaré vedení Používá se u zdvižných čerpadel pro čerpání vody nebo nafty. Poháněcím strojem je elektromotor, spalovací motor s převodovkou do pomala nebo také žentour	
Portálový jeřáb se sklopným výložníkem	

Pokračování

Název	Vyobrazení
Hnětací stroj těsta	
Mechanismus obraceče sena	
Posouvací zařízení filmové promítačky	

2.4.5 Příklady kloubových mechanismů

jsou v *tab. 7*.

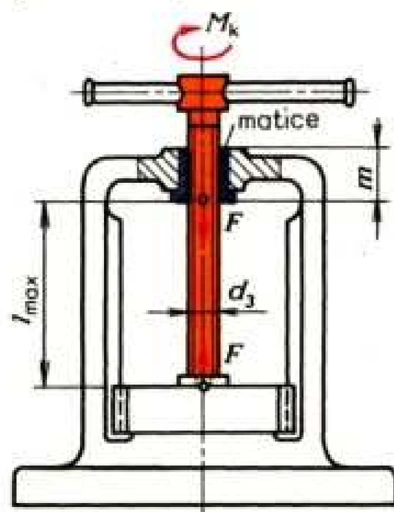
OTÁZKY A ÚKOLY

2.1 Části kinematických mechanismů

1. Co jsou to členy mechanismů a jaké mohou být?
2. Co jsou kinematické dvojice? Uveďte příklady.

2.2 Šroubové mechanismy

1. Vyjmenujte příklady, kde jste se setkali v praxi se šroubovým mechanismem. U každého příkladu uveďte, o jaký princip šroubového mechanismu jde (podle *tab. 2*).
2. Proč mají vícechodé šrouby lepší účinnost?
3. Je možno zkonstruovat šroubový zvedák, u něhož se matice otáčí a šroub posouvá? Jestliže ano, načrtněte jej.
4. Načrtněte schematicky šroubový mechanismus svěráku.
5. Jaký je rozdíl mezi šroubovým a klínovým mechanismem?
6. Vřetenový lis o nosnosti 10 t (*obr. 13*) má maximální zdvih l_{max} = 800 mm. Navrhněte jeho konstrukci a rozměry. Třecí úhel φ = 6°.



Obr. 13. Ruční vřetenový lis

(Řešení: a) Stanovit potřebný nesamosvorný lichoběžníkový závit vřetena z 11 500 předběžně ze vzpěrné pevnosti podle Eulera. b) Provést úplnou pevnostní kontrolu navrženého vřetena. c) Vypočítat potřebnou výšku bronzové matice *m*.)

2.3 Pákové mechanismy

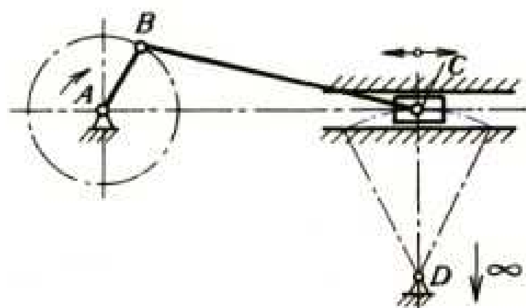
1. Jaká je funkce páky a které druhy pák znáte? Uveďte příklady použití.
2. Načrtněte jednoramennou, dvouramennou a úhlovou páku. Znázorněte je i schematicky.
3. Na dvouramennou úhlovou páku k pohonu vývěvy působí na rameni r_1 = 800 mm střídavá síla $F_1 = \pm 8$ kN. Druhé rameno r_2 = 400 mm. Materiál páky je ocel 11 373, úhel páky α = 90°, vnější průměr náboje otočného čepu páky je 150 mm. Nakreslete tuto páku a vypočtěte rozměry obdélníkového průřezu v nebezpečném místě, je-li poměr stran $b : h = 1 : 3$.
4. Nakreslete schéma nůžkového mechanismu. Vysvětlete jeho funkci.

2.4 Kloubové mechanismy

1. Jaké podmínky pro délky jednotlivých členů čtyřčlenu musí být splněny, aby se hnací člen otáčel?
2. Nakreslete kloubový čtyřčlen a sestrojte trajektorii některého z jeho bodů, který není totožný s kloubem.
3. Nakreslete kloubový čtyřčlen, zvolte sílu a rychlost působící na hnací člen a vyšetřete graficky síly a rychlosti ostatních členů.
4. Měřicí zařízení provedené jako kloubový čtyřčlen má mít trvale kontrolovatelné nastavení kliky od vodorovné roviny (např. pod úhlem 70°). Ke kontrole se použije vahadla se zrcátkem odrážejícím světelný paprsek na stupnici.
   Navrhněte konstrukční řešení, kterým je možno zmenšit či odstranit zdánlivé vychýlení z předepsaného nastavení kliky vlivem tolerancí v kloubech. Předpokladem je, že ložisko vahadla je bez vůle. Doložte schematickým náčrtem.

2.5 Klikový mechanismus

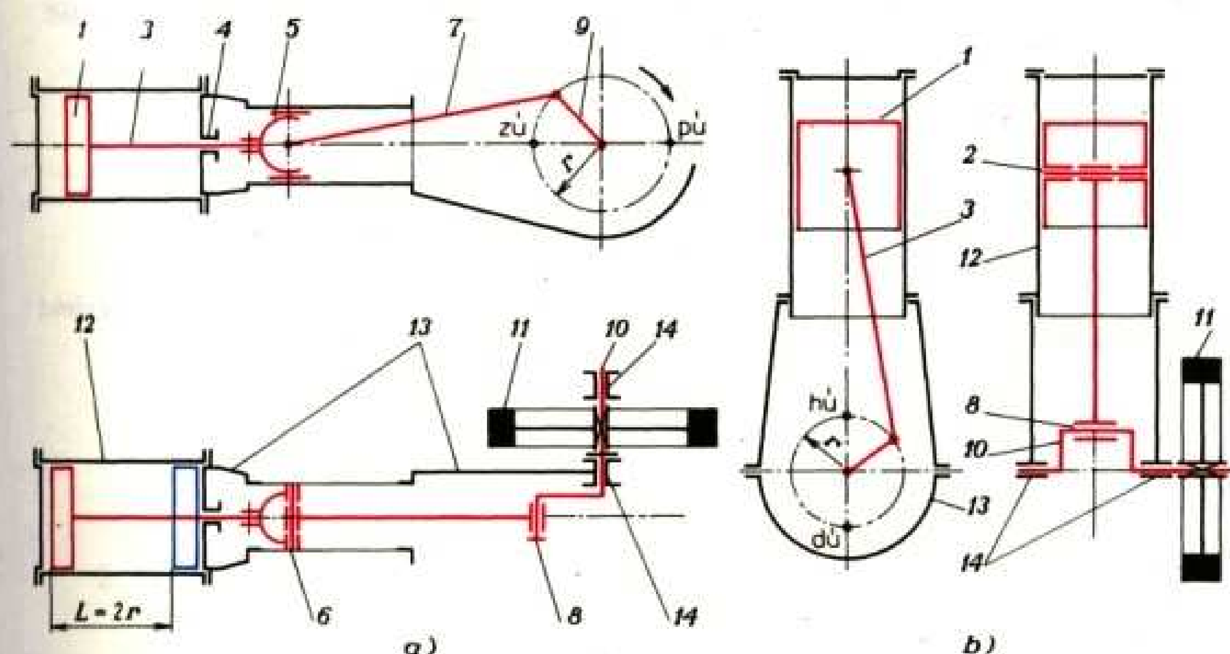
Jde o zvláštní případ čtyřčlenného kloubového mechanismu. Bude-li vahadlo nekonečně dlouhé, změní se kruhová dráha kloubu *C* na přímočarou (*obr. 14*). Prakticky stejného pohybu se dosáhne, je-li kloub *C* veden posuvně. Tento mechanismus přeměňuje otáčivý pohyb na přímočarý (u pístových čerpadel a kompresorů) anebo naopak (u spalovacích motorů).



Obr. 14. Vznik klikového mechanismu jako speciální případ čtyřčlenného kloubového mechanismu s nekonečně dlouhým vahadlem

Klikový mechanismus je důležitým ústrojím všech pístových strojů. Je to ústrojí dosti komplikované, drahé a náročné na údržbu.

V praxi bývají dva druhy klikových mechanismů: *klikový mechanismus s křižákem* (*obr. 15a*), používaný dnes již málo, a to u velkých pomaloběžných strojů, a *zkrácený klikový mechanismus* (*obr. 15b*), používaný u menších rychloběžných strojů, např. automobilových spalovacích motorů.



Obr. 15. Kliková ústrojí *a*) s křižákem ležatého jednoválcového dvojčinného parního stroje; *b*) zkrácené klikové ústrojí jednočinného spalovacího motoru
1 – píst, *2* – pístní čep, *3* – pístní tyč, *4* – ucpávka, *5* – křižák, *6* – křižákový čep, 7 – ojnice, *8* – klikový čep, *9* – čelní klika, *10* – klikový hřídel, *11* – setrvačník, *12* – válec, *13* – rám stroje, kliková skříň, *14* – hlavní ložiska
Úvratě kliky: zú – zadní, pú – přední, hú – horní, dú – dolní

2.5.1 Základy teorie klikového mechanismu

Pohybové poměry v klikovém mechanismu (byly odvozeny v mechanice)

1. *Dráha pístu v libovolném místě* (*obr. 16a*):

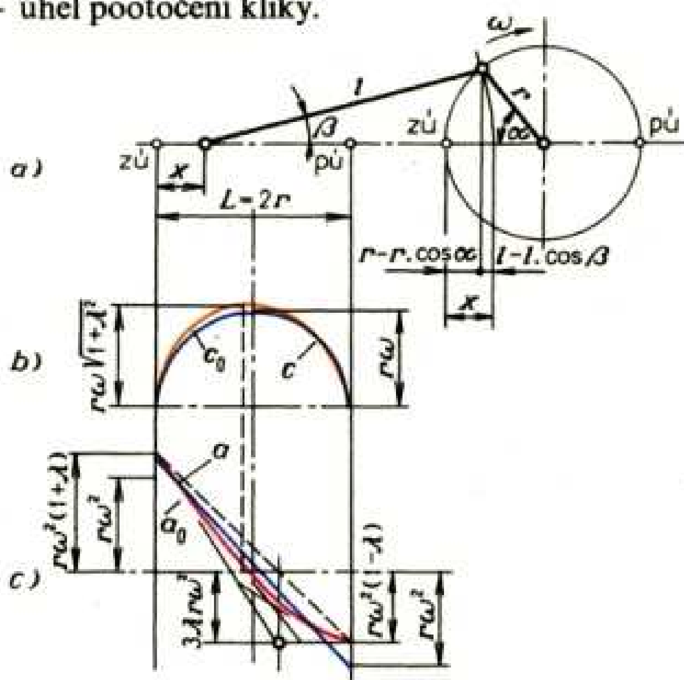
$$x = r\left[(1 - \cos\alpha) \pm \tfrac{1}{2}\lambda \,.\, \sin^2\alpha\right],$$

kde r je poloměr kliky,

l – délka ojnice,

$\lambda = r/l$, bývá od 1/3,5 u rychloběžných spalovacích motorů, do 1/5 u pomaloběžných kompresorů a čerpadel,

α – úhel pootočení kliky.



Obr. 16. Schéma klikového mechanismu pro výpočet pohybových poměrů
a) určení dráhy *x*, *b*) průběh teoretické rychlosti pístu c_0 pro nekonečně dlouhou ojnici a skutečné rychlosti *c*, *c*) průběh teoretického zrychlení pístu a_0 pro nekonečně dlouhou ojnici a skutečného zrychlení *a*.
zú, pú – zadní a přední úvrať pístu,
zú, pú – zadní a přední úvrať kliky

Pro nekonečně dlouhou ojnici $l = \infty$, $\lambda = 0$:

$$x_0 = r(1 - \cos\alpha).$$

2. *Rychlost pístu v libovolném místě* (*obr. 16b*):

$$c = \frac{dx}{dt} = r \,.\, \omega(\sin\alpha \pm \tfrac{1}{2}\lambda \,.\, \sin 2\alpha),$$

pro nekonečně dlouhou ojnici:

$$c_0 = r \,.\, \omega \,.\, \sin\alpha \,.$$

Střední rychlost pístu:

$$c_s = 2L \cdot n,$$

kde $L = 2r$ je zdvih pístu (m),
n – otáčky stroje (s^{-1}).

3. *Zrychlení pístu v libovolném bodě (obr. 16c):*

$$a = \frac{dc}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} = r \cdot \omega^2(\cos\alpha \pm \lambda \cdot \cos 2\alpha).$$

Extrémní hodnoty:

píst i klika v zadní úvrati zú

$\alpha = 0°$, $\quad a_h = r \cdot \omega^2(1 + \lambda)$,

píst i klika v přední úvrati pú

$\alpha = \pi$, $\quad a_d = r \cdot \omega^2(1 - \lambda)$.

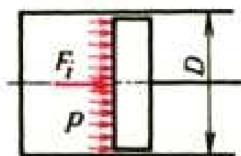
Pro nekonečně dlouhou ojnici:

$a_0 = r \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha$.

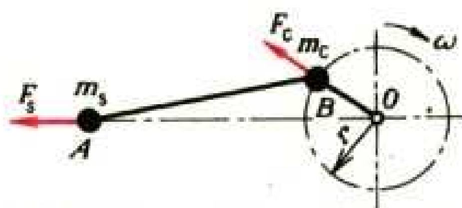
Silové poměry v klikovém mechanismu (odvození v mechanice)

1. *Vnitřní síla (tlak média) na píst (obr. 17):*

$$F_i = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p.$$



Obr. 17. Tlak média na píst



Obr. 18. Schéma setrvačných a odstředivých sil v klikovém mechanismu

2. *Setrvačná síla posuvných hmot (obr. 18):*

$$F_s = m_s \cdot a, \qquad m_s = m_p + m_t + m_k + m_{os},$$

kde m_s je hmotnost posuvných hmot,
m_p – hmotnost úplného pístu (včetně pístního čepu a kroužků),
m_t – hmotnost pístní tyče,
m_k – hmotnost křižáku,
m_{os} – hmotnost posouvající se části ojnice.

Extrémní hodnoty jsou v úvratích:

$$F_{s\,max} = F_{sh} = m_s \,.\, a_h = m_s \,.\, r \,.\, \omega^2(1 + \lambda),$$
$$F_{s\,min} = F_{sd} = m_s \,.\, a_d = m_s \,.\, r \,.\, \omega^2(1 - \lambda).$$

3. *Odstředivá síla rotujících hmot* (*obr. 18*):

$$F_C = m_C \,.\, r \,.\, \omega^2, \qquad m_C = m_r + m_{or},$$

kde m_C je hmotnost rotujících částí klikového mechanismu,

$m_r = \sum \frac{m_i \,.\, r_i}{r}$ – hmotnost zalomené části klikového hřídele redukovaná na poloměr kliky r,

m_i – hmotnosti jednotlivých částí zalomení kliky,

r_i – poloměry těžišť jednotlivých částí zalomení,

m_{or} – hmotnost rotujících částí ojnice,

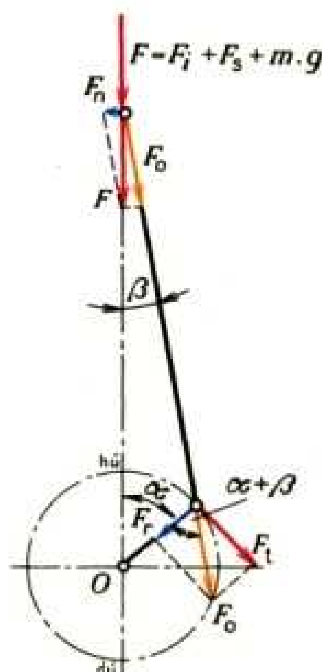
$\omega = 2\pi \,.\, n$ – úhlová rychlost.

Pro rychloběžné spalovací motory bývá $m_{os} = 0{,}3m_o$, $m_{or} = 0{,}7m_o$, kde m_o je hmotnost úplné ojnice.

4. *Výsledná síla na píst* (*obr. 19*):

$$F = F_i + F_s + m_p \,.\, g,$$

(člen $m_p \,.\, g$ se uvažuje pouze u stojatých strojů).



Obr. 19. Síly v klikovém mechanismu
hú, dú – horní a dolní úvrať kliky

Rozklad sil na pístním čepu:

normálová síla $F_n = F \,.\, \text{tg}\, \beta$ – je zachycena stěnou válce,

síla v ojnici $F_o = \dfrac{F}{\cos \beta}$,

pro $\lambda = 1/5$ je tg $\beta_{max} = r/l = 0{,}2$,

$F_{n\,max} = 0{,}2F$,

$$F_{o\,max} = \frac{F}{\cos\beta_{max}} = \frac{F}{0{,}98} \doteq 1{,}02F\,.$$

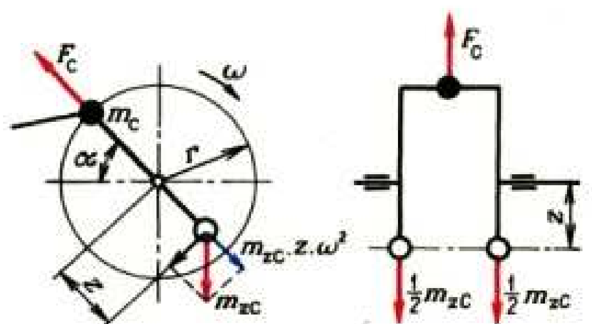
5. *Síly na klice* (*obr. 19*):

radiální $F_r = F_o \, . \cos(\alpha + \beta)$,

tangenciální $F_t = F_o \, . \sin(\alpha + \beta)$.

Extrémy: $F_{t\,max} = F_{o\,max} \doteq 1{,}02F$ pro $\alpha + \beta = \frac{1}{2}\pi$,

$F_{r\,max} = F$ pro $\alpha = 0$ nebo π.



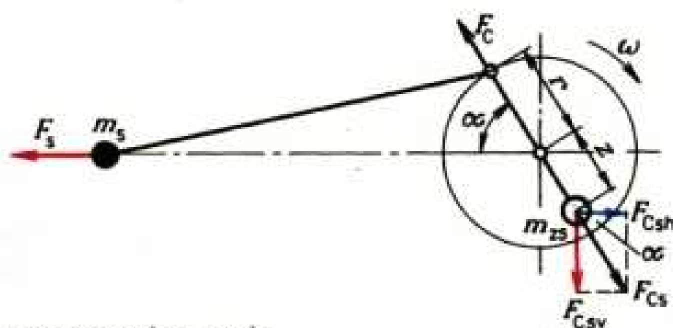
Obr. 20. Schéma vyvažování odstředivých sil

6. *Vyvažování*:

a) *odstředivé síly* (*obr. 20*):

$F_C = m_C \, . \, r \, . \, \omega^2 = m_{Cz} \, . \, z \, . \, \omega^2$,

$m_{Cz} = m_C \, . \, r/z$ je hmotnost vývažku pro vyvážení odstředivých sil;



Obr. 21. Schéma vyvažování setrvačných sil

b) *setrvačné síly* (*obr. 21*):

setrvačná síla

$F_s = m_s \, . \, a = m_s \, . \, r \, . \, \omega^2(\cos\alpha \pm \lambda \, . \cos 2\alpha)$,

odstředivá síla závaží vyvažující setrvačnou sílu F_s:

$F_{Cs} = m_{Cz} \, . \, z \, . \, \omega^2$

a její složky:

horizontální $F_{Csh} = m_{sz} \,.\, z \,.\, \omega^2 \,.\, \cos\alpha$,

vertikální $F_{Csv} = m_{sz} \,.\, z \,.\, \omega^2 \,.\, \sin\alpha$.

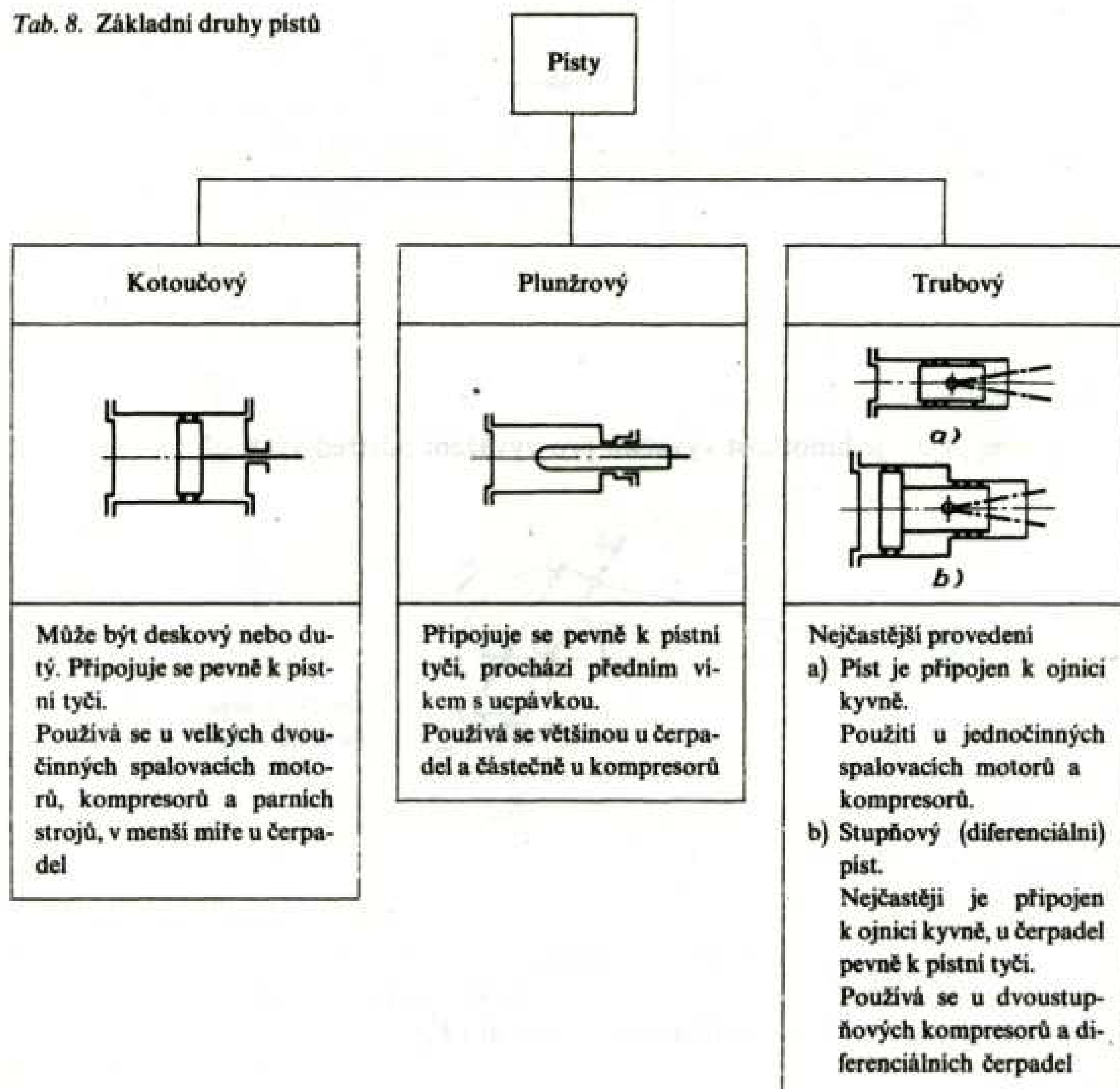
Při zanedbání setrvačné síly 2. řádu bude:

$F_s = F_{Csh}$,

$m_s \,.\, r \,.\, \omega^2 \,.\, \cos\alpha = m_{sz} \,.\, z \,.\, \omega^2 \,.\, \cos\alpha$,

kde m_{sz} je hmotnost vývažku posuvných hmot.

Nevyvážená složka F_{Csv} se u vertikálních strojů zachycuje základovými šrouby. U horizontálních strojů se v praxi vyvažuje jen $\frac{1}{2}m_s$.



Tab. 8. Základní druhy pístů

2.5.2 Písty s příslušenstvím

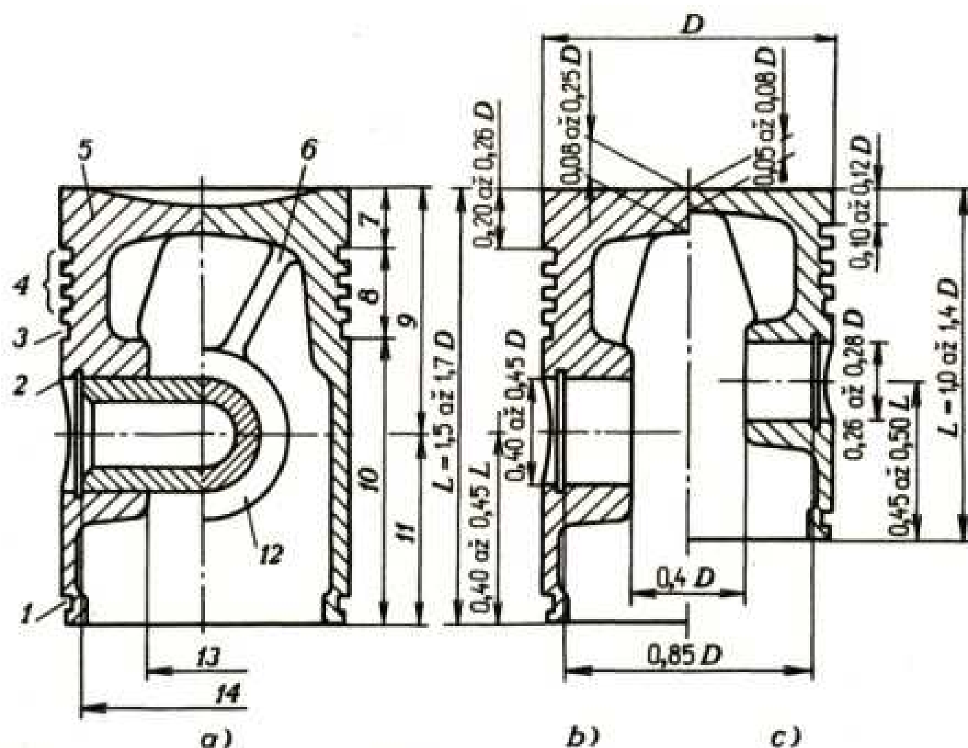
Písty

Pracovní prostor pístového stroje je vytvořen válcem, víkem válce a posuvnou příčnou stěnou určitého tvaru – pístem. Na píst tlačí u motorů tlak média, píst vykonává posuvný pohyb a přenáší jej na pístní oko ojnice (u zkráceného mechanismu).

Základní druhy pístů jsou v *tab. 8.*

Požadavky na píst:

a) velká pevnost, u tepelných strojů i za tepla, a odolnost proti korozi,
b) dobré kluzné vlastnosti i při ztížených mazacích podmínkách a odolnost proti otěru a opotřebení,
c) přiměřená tvrdost a přitom uspokojivá vrubová houževnatost,
d) malá hustota; zejména u rychloběžných strojů lehký píst zmenšuje velikost setrvačných sil se všemi důsledky pro vyvážení, zatížení ložisek, ojnice atd.,
e) malá tepelná roztažnost (pokud možno stejná nebo menší než roztažnost materiálu válce) a dobrá tepelná vodivost (pro zamezení místního přehřátí),



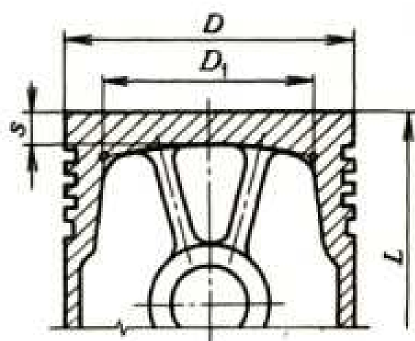
Obr. 22. Konstrukce trubových pístů
a) názvosloví: *1* – drážka pro spodní stírací kroužek, *2* – pojistný kroužek pro díry, *3* – drážka pro horní stírací kroužek, *4* – drážky pro těsnicí kroužky, *5* – dno pístu, *6* – žebro, *7* – vzdálenost prvního kroužku od dna, *8* – výška partie kroužků, *9* – délka svršku pístu, *10* – plášť pístu, *11* – délka spodku pístu, *12* – pístní oko, *13* – vzdálenost pístních ok, *14* – délka pístního čepu;
b) relativní rozměry pro vznětové motory;
c) relativní rozměry pro zážehové motory

f) dobrá slévatelnost (u litých pistů) nebo tvárnost (u lisovaných pistů),
g) snadná obrobitelnost,
h) nízká cena,
i) chemické složení bez deficitních kovů.

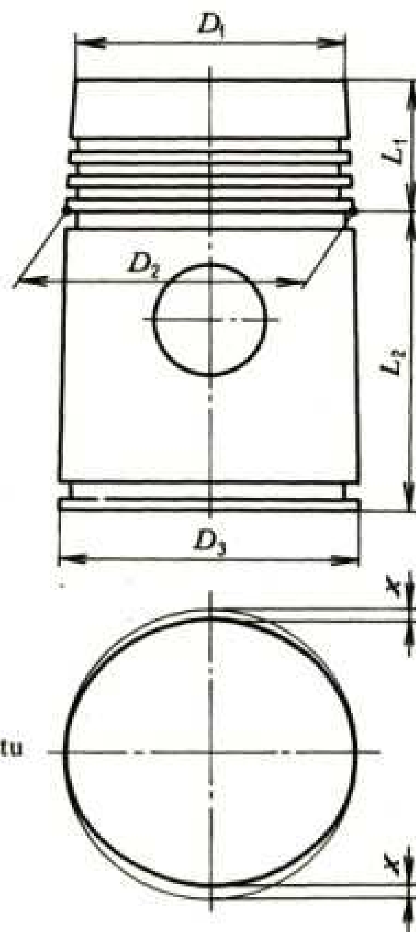
Používají se zejména dvě skupiny materiálů:
litiny a oceli (na odlitky nebo výkovky),
lehké slitiny (lité do kokil nebo lisované).

Protože pomaloběžné, dvojčinné stroje se dnes již téměř nepoužívají, budeme se v dalším zabývat pouze součástmi zkráceného klikového mechanismu.

Konstrukce trubových pístů (obr. 22) mají tvar dutého válce otevřeného do klikové skříně, pístní čep pro ojniční oko je zasazen do tělesa pístu. Na obvodě pístu jsou drážky pro těsnicí a stírací kroužky. V pracovním válci spalovacích motorů jsou vysoké tlaky a teploty (p_{max} = 7 MPa, t_{max} = 400 °C). Trubové písty musí nejen těsnit prostor ve válci, ale i odvádět teplo ze dna pístu a zachytit tlak kolmý k ose pístu.



Obr. 23. Výpočet dna pístu



Obr. 24. Kuželovitost a ovalita pístu
strmější kužel $D_2/D_1 \times L_1$,
mírnější kužel $D_3/D_2 \times L_2$,
ovalita = 2x

Materiály trubových pístů a jejich vlastnosti jsou v *tab. 9.*

U trubových pístů kontrolujeme tloušťku dna pístu jako po obvodě vetknutou kruhovou desku zatíženou tlakem média ve válci (*obr. 23*):

$$\sigma_o = \frac{D_1^2 \cdot p_{max}}{4s^2} \leqq \sigma_{Do} = 50 \text{ až } 60 \text{ MPa}$$

(vyšší hodnoty pro litinu, nižší pro lehké slitiny).

Tab. 9. **Materiály pro trubové písty a jejich vlastnosti**

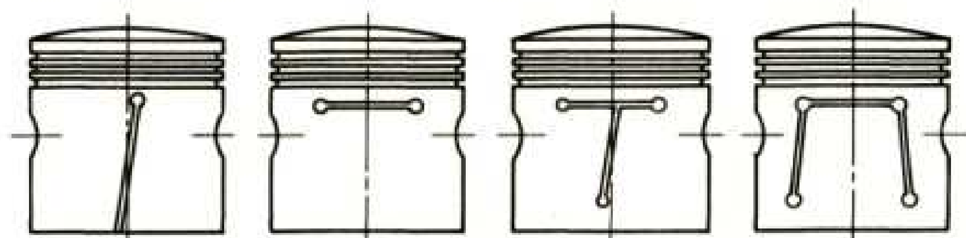
Druh materiálu	Litiny			Slitiny hliníku				Slitiny hořčíku
	šedá	temperovaná perlitická	tvárná perliticko-feritická	Al–Cu[1])	Al–Cu–Ni–Mg	Al–Si eutektická	Al–Si nadeutektická	Mg–Al
Označení ČSN	42 2420	42 2550	42 2306	42 4356	42 4315	42 4336	42 4387	42 4911
Obsah hlavních prvků	3 až 3,5 % C	nepředepisuje se		6 až 8 % Cu 1 % Fe 1,5 % Si 2,5 % Zn	3,75 až 4,5 % Cu 1,75 až 2,25 % Ni 1 až 1,75 % Mg	0,8 až 1,3 % Cu 1 až 2 % Ni 11,5 až 13 % Si 0,9 až 1,3 % Mg	1,5 až 2 % Cu 0,5 až 1 % Ni 19,5 až 22 % Si 0,75 až 1,1 % Mg	7,5 až 9 % Al
Hustota (10^{-3} kg . m^{-3})	7,18	7,4	7,06	až 3	2,75	2,7	2,65	1,9
Tepelná roztažnost (10^{-6} mm . mm^{-1} . K^{-1})	12 až 13	10 až 12	12,7 až 13,4	25	22,5	20 až 21	17 až 19	26
Tepelná vodivost (W . m^{-1} . K^{-1})	45 až 50	44 až 47	29 až 32		88	92	109 až 121	113
Tvrdost HB při 20 °C při 300 °C	180 až 220 170 až 210	200 až 240 180 až 220	220 až 280 200 až 250	70 až 150 30	80 až 100 32	80 až 100 30	80 až 120 30 až 32	65 12
Pevnost v tahu (MPa) při 20 °C při 300 °C	min. 200 min. 170	min. 540	min. 600 540	130 až 200 80 až 120	200 až 270 90 až 110	157 až 177 90 až 120	150 až 200 80 až 120	160 až 230 70
Modul pružnosti (MPa)	98 000 až 110 000		154 000 až 169 000		73 500	76 500	77 000 až 86 000	42 000
Kluzné a třecí vlastnosti	velmi dobré	velmi dobré	velmi dobré	dobré	dobré	dobré	dobré	menší životnost
Cenové vlastnosti	levné	levnější	levnější	dražší	dražší	dražší	dražší	drahé

[1]) Dnes se již pro vysokou křehkost a velkou tepelnou roztažnost užívá co nejméně, a to jen u pístů se štěrbinou anebo s invarovou vložkou

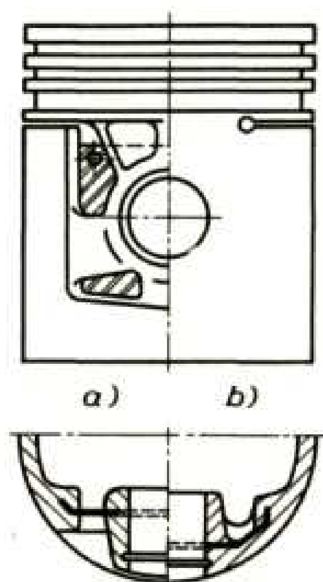
Dále se kontroluje tlak mezi pístem a válcem:

$$p = \frac{F_{n\,max}}{D\,.\,L} \leqq p_D = 0{,}15 \text{ až } 0{,}45 \text{ MPa}\,.$$

U tepelně namáhaných pístů je nejvíce namáháno dno. Proto je třeba přizpůsobit tvar pístu ve studeném stavu teplotním poměrům při provozních podmínkách. Obvykle u většiny spalovacích motorů vyhovuje povrch pístu ve tvaru dvou souosých kuželů, protínajících se u drážky stíracího kroužku nad pístním čepem (*obr. 24*). Aby měl píst za tepla požadovaný kruhový tvar, vyrábí se za normální teploty s oválným tvarem (v důsledku různé tepelné roztažnosti pístu v navzájem kolmých rovinách, způsobené nahromaděním materiálu u ok). Místo oválného broušení je možno odfrézovat části pístů v okolí ok pístních čepů.



Obr. 25. Písty zážehových motorů s rozříznutým pláštěm



Obr. 26. Písty zážehových motorů se členy regulujícími roztažení *a*) píst s okénkem a invarovou vložkou, *b*) píst se zalitou invarovou vložkou

Písty se členy regulujícími roztažení. Rozříznutí pláště pístu dovoluje menší vůle pístu (*obr. 25*). Písty s invarovou vložkou (*obr. 26*) mají zalité destičkové regulační členy z legované oceli.

Pístní čepy

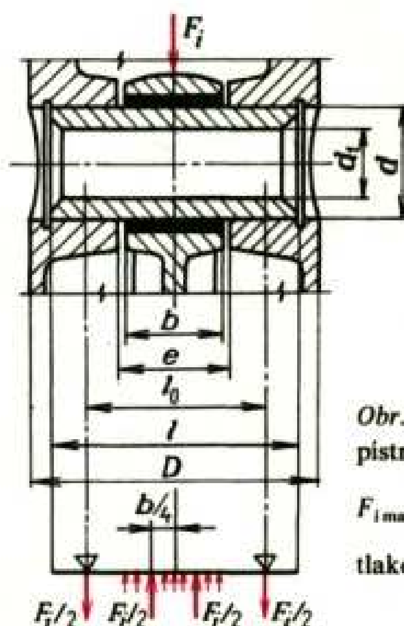
Přenášejí tlak plynů ve válci i setrvačné síly pístu na ojnici. Bývají zpravidla duté, z cementačních ocelí 12 020, 14 220, nebo výjimečně i 16 520 (úzkoprofilová drahá ocel), nebo z nitridačních ocelí 15 230 (HRC = 55 až 63). V poslední době se však používají často pístní čepy indukčně povrchově kalené (12 050).

Pístní čepy jsou normalizovány. Průměry pístních čepů se určí z empirických vzorců podle průměru válce (*obr. 27*):

pro pomaloběžné spalovací motory: $d = (0{,}35 \text{ až } 0{,}50)\, D$,

pro rychloběžné spalovací motory: $d = (0{,}31 \text{ až } 0{,}41)\, D$.

Vnitřní průměr dutého čepu: $d_1 = (0{,}55 \text{ až } 0{,}75)\, d$.



Obr. 27. Návrh a kontrola pístního čepu

$F_{i\,max} = \dfrac{\pi D^2}{4} \cdot p_{max}$ je maximální tlaková síla plynu na píst

Pístní čep se kontroluje (*obr. 27*, viz též Stavba a provoz strojů I):

a) *na ohyb:*

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leqq \sigma_{Do} = 80 \text{ až } 150 \text{ až } 330 \text{ MPa (podle materiálu)},$$

$$M_o = \frac{F_{i\,max}}{2} \cdot \left(\frac{l_0}{2} - \frac{b}{4}\right),$$

$$W_o = \frac{1}{10} \cdot \frac{d^4 - d_1^4}{d},$$

b) *na otlačení v ojničním oku:*

$$p_1 = \frac{F_{i\,max}}{d \,.\, b} \leqq p_{D1} = 30 \text{ až } 60 \text{ MPa},$$

c) *na otlačení v okách pístu:*

$$p_2 = \frac{F_{i\,max}}{(l - e) \,.\, d} \leqq p_{D2} = 20 \text{ až } 50 \text{ MPa}.$$

Pístní čep se maže olejem rozstřikaným v klikové skříni otvory v pístních okách nebo tlakovým olejem přiváděným do ojničního oka vrtanou ojnicí apod. Zpravidla

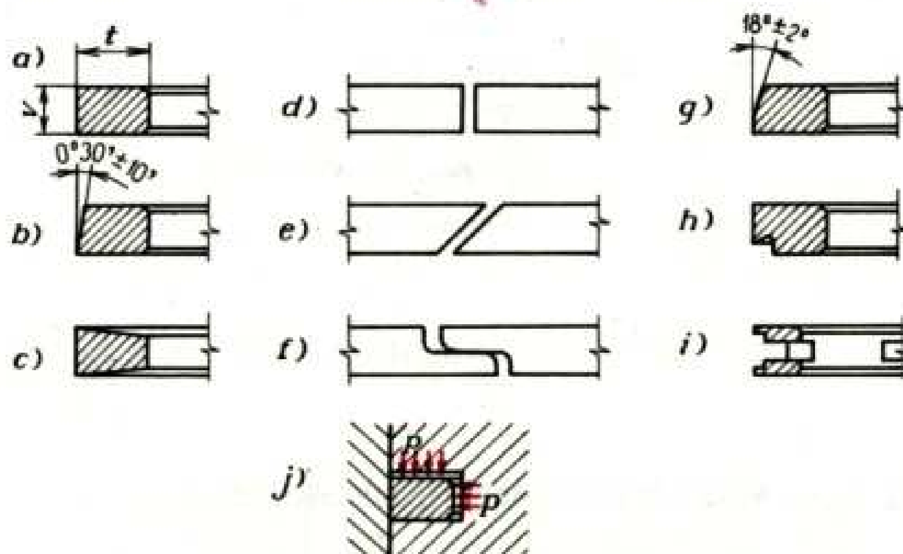
je pístní čep uložen v okách hliníkového pístu pevně (N6/h4 nebo N7/h6) a v ojničním oku otočně (E8 nebo D8/h4, E8 nebo D8/h6). Může to být i naopak; tzv. *plovoucí čep* se po zahřátí pístu otáčí v okách pístu i v ojničním oku. Proti osovému posunutí se pístní čep pojišťuje pojistnými kroužky do děr nebo zátkami z plastů.

Utěsnění pístů — pístní kroužky

Nejlépe a nejčastěji se písty utěsňují kovovými rozříznutými samočinně pružícími kroužky. Pístní kroužky jsou:

a) *těsnicí*, které zamezují pronikání plynů z pracovního prostoru válce nad pístem do klikové skříně (*obr. 28a, b, c*),

b) *stírací*, které zamezují pronikání oleje z klikové skříně do pracovního prostoru, ale mají propustit určité množství oleje nutné k mazání kluzné plochy válců (*obr. 28g, h, i*).



Obr. 28. Pístní kroužky
Profily těsnicích kroužků: *a*) válcové, *b*) zkosené, *c*) lichoběžníkové
Spáry (zámky) těsnicích kroužků: *d*) kolmé, *e*) šikmé, *f*) přesazené
Profily stíracích kroužků: *g*) polozkosené, *h*) osazené, *i*) s výřezy, *j*) funkce těsnicích kroužků

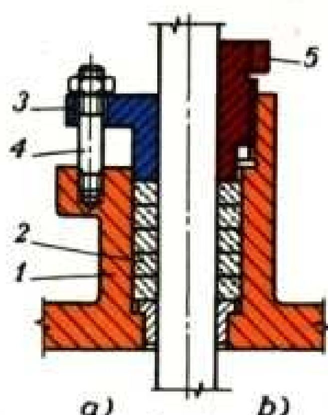
Pístní kroužky se vyrábějí z jemnozrnné speciální šedé litiny. Pro podřadnější účely se používá i šedá litina tepelně nezpracovaná (42 2420 a 42 2425). Aby se zkrátil záběh kroužků, vyvinulo se mnoho způsobů povrchové úpravy kroužků, jako galvanické pocínování, fosfátování, grafitování atd. Zvlášť vhodné je chromování prvního kroužku, čímž lze prodloužit jeho životnost třikrát až pětkrát při dvojnásobném prodloužení životnosti ostatních nechromovaných kroužků i válce, snížit spotřebu oleje o 10 až 20 % a snížit sklon k zadírání u vzduchem chlazených motorů. V poslední době vyrábějí Kovohuty Mokraď též pístní kroužky ze spékané oceli s obsahem 4,7 % CuPb, které mají vyšší odolnost proti otěru a i ostatní mechanické vlastnosti mají lepší než litinové kroužky. Protože se vyrábějí převážně lisařskou technikou,

jsou tyto kroužky i levnější. Rozměry kroužků se volí podle ČSN (viz ST). Pro návrh slouží vzorce (*obr. 28a*):

$$t = (1/25 \text{ až } 1/30)\,D, \qquad v = (0{,}6 \text{ až } 0{,}8)\,t.$$

2.5.3 Utěsnění součástí s přímočarým vratným pohybem

Plunžrové písty čerpadel, písty a pístnice hydraulických válců procházející víkem válce (*tab. 8*), vřetena ventilů a šoupátek se těsní ucpávkami. Požaduje se u nich těsnost, poddajnost, snadná obsluha, malé ztráty třením a trvanlivost. Podle těsniva rozeznáváme ucpávky s těsnivem měkkým nebo kovovým a ucpávky manžetové.

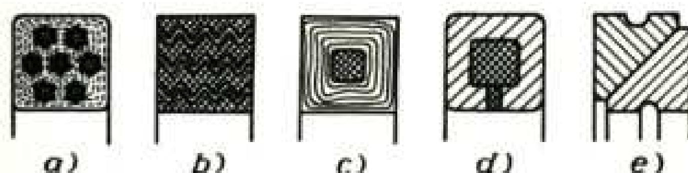


Obr. 29. Ucpávka s měkkým těsnivem
a) s hrdlem, *b*) s maticí
1 – hrdlo ucpávky, *2* – těsnivo, *3* – víko ucpávky, *4* – šroub k přitlačování víka, *5* – matice

Ucpávky s měkkým těsnivem

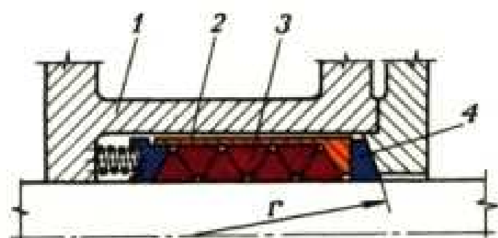
Konstrukce této ucpávky je na *obr. 29*. Těsnivem jsou obyčejné provazce nebo kroužky čtvercového průřezu z nekovových materiálů, např. z konopí, bavlny, azbestu, plsti, korku, kůže, pryže a plastů (např. polytetrafluorethylen, teflon) nebo jejich kombinací (např. pryžové jádro opředené bavlnou).

Ucpávky s kovovým těsnivem

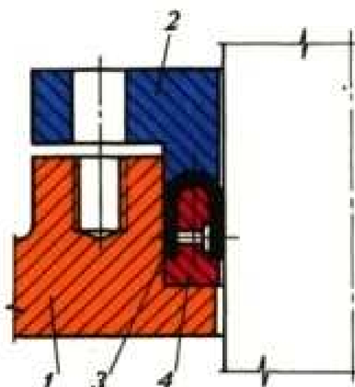


Obr. 30. Těsnivo ucpávek s kovovým těsnivem obsahuje vložky a obal z olova, mosazi nebo bronzu, též zinku, niklu, mědi nebo měkké oceli pro zmenšení opotřebení a zvýšení trvanlivosti
a) pramence z olověného drátu obalené bavlnou, azbestem nebo pryžovanou tkaninou, *b*) lamelový těsnicí prstenec z vlnitého měkkého plechu a vložky z měkké hmoty, *c*) fóliové těsnivo je složeno z bavlněného nebo azbestového jádra obaleného tenkými fóliemi z hliníku, mědi, olova nebo cínu, *d*) nedělené duté kovové kroužky z kompozice, olova nebo mědi jsou naplněny grafitem, který maže stykovou plochu, *e*) u dělených těsnicích kroužků kuželovitého tvaru jsou vnitřní kroužky z měkkých plastických kovů (nejčastěji z kompozice), vnější kroužky bývají litinové

Pro vyšší tlaky a teploty, např. u spalovacích motorů a kompresorů, je nutno použít ucpávky s kovovým těsnivem. Těsnicí kroužky mohou mít čtvercový průřez (*obr. 30a, b, c, d*), průřez pravoúhlého trojúhelníka (*obr. 30e*), nebo rovnostranného trojúhelníka (*obr. 31*).



Obr. 31. Ucpávka s kovovým těsnivem a s kulovým uložením kroužků
1 – hrdlo ucpávky, *2* – pohyblivé pouzdro, *3* – kovové těsnicí kroužky, *4* – kroužek s kulovým uložením

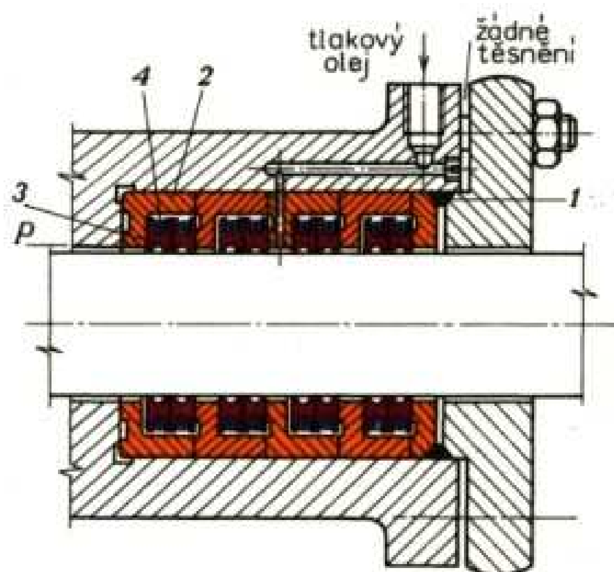


Obr. 32. Ucpávka s manžetou tvaru U
1 – hrdlo ucpávky, *2* – víko ucpávky, *3* – manžeta, *4* – opěrný tvarový kroužek

Manžetové ucpávky

Patří k samočinným ucpávkám, poněvadž provozní tlak podporuje těsnicí účinek. Nejdůležitější tvary manžet a tvářeného pryžového těsnění jsou v *tab. 10*. Manžeta v ucpávce je na *obr. 32*. Materiál manžet, kromě vrstvené a nevrstvené pryže, může být také kůže a polytetrafluorethylen. U kyslíkových kompresorů (médium nesmí přijít do styku s olejem) se manžety nahrazují uhlíkovými kroužky, které umožňují zvýšit rychlost, a tím i zlevnit stroj.

Pro jednoduché utěsnění pístů a pístních tyčí u čerpadel a hydromotorů slouží též kroužky kruhového průřezu (O-kroužky, viz ST1).



Obr. 33. Komorová ucpávka
1 – kruhové těsnění z měkké oceli, *2* – komora ucpávky, *3* – dělený těsnicí kroužek, *4* – obvodová šroubovitá pružina

Komorové ucpávky

Pro vysoké kluzné rychlosti, vysoké tlaky a teploty se používá trojdílných až šestidílných kroužků z kompozice, z grafitické litiny, uhlíku nebo spékaných kovů, které jsou ke kluzné ploše přitlačovány obvodovými pružinami (*obr. 33*). Tyto komorové ucpávky nevyžadují kromě mazání žádnou obsluhu a vyznačují se nižším třením a menším opotřebením.

Tab. 10. Přehled pryžového tvářeného těsnění a hlavní údaje o jeho použití (podle ČSN 02 9250)

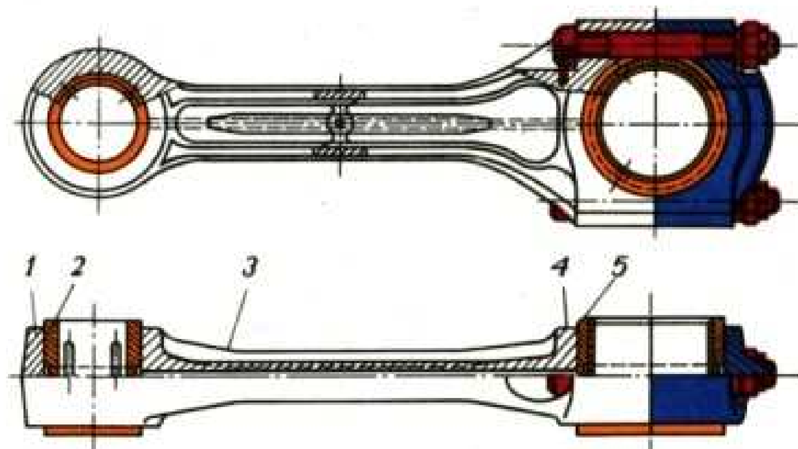
Označení	Průřez	Číslo rozměrové normy	Provedení	Rozsah průměrů (mm)	Použití pro tlak p (MPa) do	Použití pro provozní teplotu t (°C) do
U		02 9260	nevrstvené	d = 6 až 220	15	100
U		02 9261	vrstvené	d = 6 až 1 000	10 až 40	230
Y		02 9265	vrstvené	d = 6 až 1 000	60	230
M		02 9270	nevrstvené	D = 8 až 70	5	100
M		02 9271	vrstvené	D = 80 až 630	10	230
B		02 9272[1])	nevrstvené	D = 25 až 43,6	20	110
A		02 9273[1])	nevrstvené	D = 17 až 36		
O		02 9281	nevrstvené	d = 6 až 500		

[1]) Převážně pro automobilové brzdy.

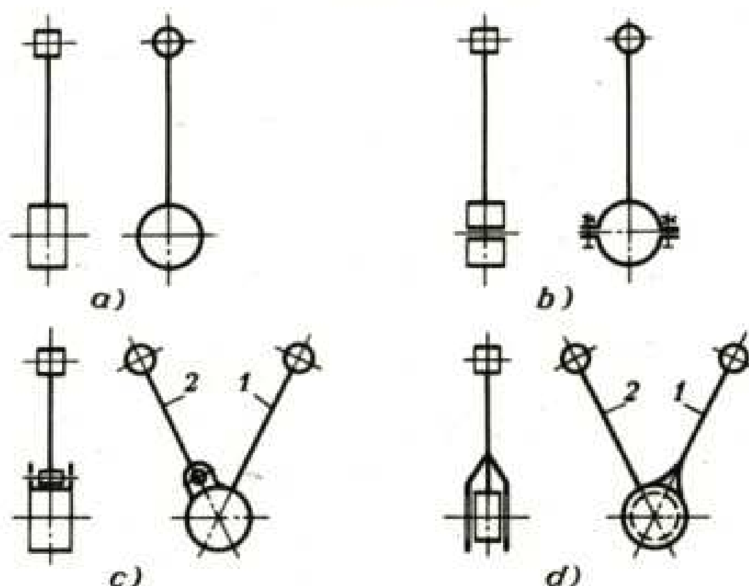
2.5.4 Ojnice

Spojuje klikový čep s pistním čepem. Skládá se (*obr. 34*) z dříku a dvou ojničních hlav, klikové a pístní. Hlavy mohou být nedělené (zavřené) nebo dělené. Pístní hlava koná přímočarý pohyb, kliková hlava rotační, ojnice jako celek koná kývavý pohyb.

Možnosti uspořádání ojnic rychloběžných strojů jsou na *obr. 35*.



Obr. 34. Ojnice stojatého rychloběžného kompresoru
1 – pístní ojniční hlava (ojniční oko), *2* – bronzové pouzdro, *3* – dřík, *4* – kliková ojniční hlava, *5* – pánev (kompozice nebo bronz)



Obr. 35. Druhy ojnic rychloběžných strojů
a) obě hlavy zavřené (např. u dvoudobých motocyklových motorů), *b*) pístní hlava zavřená, kliková dělená (nejčastější uspořádání), *c*) jedna z úprav ojnice pro motor s válci do V, nebo i hvězdicový motor, *d*) rozvidlená kliková hlava (pro motory do V)
1 – hlavní ojnice, *2* – vedlejší ojnice

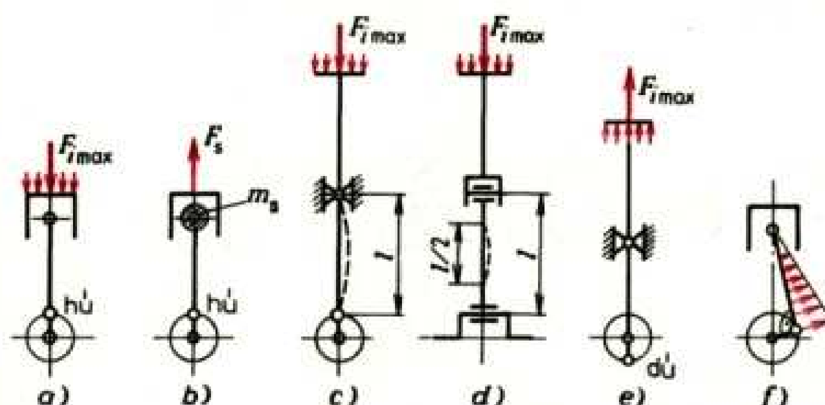
Materiál a konstrukce

Ojnice se vyrábějí nejčastěji zápustkovým kováním nebo lisováním z oceli. U velkých, pomaloběžných strojů mohou být z uhlíkových ocelí (11 423, 11 500,

11 600), u menších, rychloběžných strojů z ušlechtilých uhlíkových a legovaných ocelí (12 040, 12 050, 13 240, 14 150, 14 240, 15 142, 15 260, 16 250, 16 341, 16 440), vesměs zušlechtěných. U leteckých motorů se používá i kovaných slitin hliníku (dural).

Pevnostní výpočet ojnice

Krátké ojnice (s trubovými písty), např. u spalovacích motorů, jsou nejvíce namáhány tlakem plynu v hú (*obr. 36a*) a na tah setrvačnou silou v hú (*obr. 36b*). Dlouhé ojnice (u křižákových strojů) jsou nejvíce namáhány na vzpěr v hú při maximálním tlaku na píst (*obr. 36c, d*) a u jednočinných strojů na tah setrvačnou silou v hú, u dvoučinných pak tlakem média v dú (*obr. 36e*). Ojnice rychloběžných strojů je nutno též kontrolovat na ohyb od odstředivé síly v poloze, kdy svírají s klikou pravý úhel (*obr. 36f*).



Obr. 36. Zatížení ojnice
a) tlakem plynů ve válci, *b*) setrvačnou silou na tah, *c*), *d*) tlakem plynů na vzpěr, *e*) tlakem plynů na tah (u dvoučinných strojů), *f*) odstředivou silou na ohyb

1. *Dřík ojnice* mívá průřezy podle *obr. 37*.

Štíhlostní poměr $\lambda = l_0/i$,

kde l_0 je redukovaná délka ojnice,
v rovině kyvu (*obr. 36c*) $l_0 = l$,
v rovině kolmé na rovinu kyvu (*obr. 36d*) $l_0 = l/2$,
$i = \sqrt{J/S}$ – poloměr setrvačnosti.

a) Pro $\lambda < 60$ se provádí výpočet na prostý tlak:

$$\sigma_d = \frac{F_{o\,max}}{S} \leqq \sigma_{Dd} \doteq \frac{1}{5}\sigma_{Pt},$$

b) Pro $\lambda = 60$ až 105 se dřík počítá na vzpěr podle Tetmajera:

$$F_{o\,max} \leqq F_{Dvz} = S \cdot \frac{\sigma_{Pvz}}{k_T}.$$

c) Pro $\lambda > 105$ se počítá na vzpěr podle Eulera:

v rovině kyvu ojnice (*obr. 36c*):

$$F_{o\max} \leqq F_{Dvz\,x} = \frac{\pi^2 . E . J_x}{k_E . l^2},$$

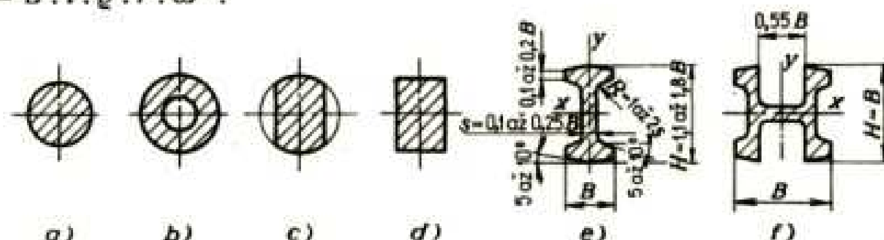
v rovině kolmé na rovinu kyvu (*obr. 36d*):

$$F_{o\max} \leqq F_{Dvz\,y} = \frac{4\pi^2 . E . J_y}{k_E . l^2},$$

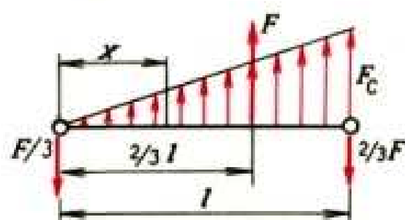
kde J_x, J_y jsou kvadratické momenty průřezu k osám x, y,
k_T, k_E – bezpečnost (bývá 6 až 60 podle podmínek).

d) Kontrola dříku ojnice na ohyb od odstředivé síly (*obr. 36f*):
Za zjednodušujícího předpokladu dříku konstantního průřezu bude odstředivá síla na klikovém čepu:

$$F_C = S . l . \varrho . r . \omega^2 .$$



Obr. 37. Průřezy ojničního dříku
Dříky soustružené a frézované: *a*) kruhový, *b*) mezikruhový, *c*) kruhový frézovaný, *d*) obdélníkový.
Dříky kované, lisované, popř. lité: *e*) profil I, *f*) profil H (vhodný pro ojnice s rozvidlenou hlavou)



Obr. 38. Namáhání ojnice odstředivou silou

Přibližné rozdělení síly podél ojnice je podle trojúhelníka (*obr 38*). Síla F namáhající ojnici na ohyb a působící v těžišti trojúhelníka:

$$F = \frac{F_C}{2} = \frac{S . l . \varrho . r . \omega^2}{2},$$

kde S je průřez dříku ojnice (m^2),
l – délka ojnice (m),
r – poloměr kliky (m),
ω – úhlová rychlost kliky (s^{-1}),
ϱ – hustota ojnice ($kg . m^{-3}$).

Ohybový moment v libovolném místě ojnice:

$$M_{ox} = \frac{F}{3} . x - F\left(\frac{x}{l}\right)^2 . \frac{x}{3} = \frac{F}{3}\left(x - \frac{x^3}{l^2}\right).$$

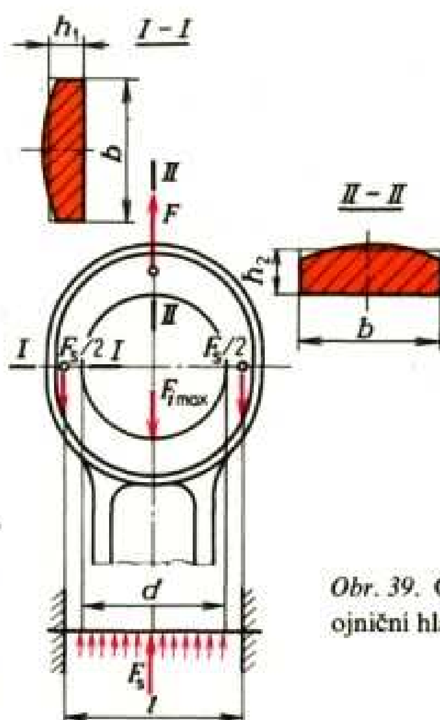
Maximum tohoto výrazu najdeme, položíme-li jeho první derivaci rovnou nule:

$$\frac{dM_{ox}}{dx} = 0,$$

$$1 - \frac{3x^2}{l^2} = 0 \quad \Rightarrow \quad x_{max} = \frac{l}{\sqrt{3}} = 0{,}577l,$$

$$M_{o\,max} = \frac{F . l}{3}(0{,}577 - 0{,}577^3) = 0{,}128F . l = 0{,}064S . l^2 . \varrho . r . \omega^2,$$

$$\sigma_o = \frac{M_{o\,max}}{W_o} \leqq \sigma_{Do} = 50 \text{ až } 80 \text{ MPa pro uhlíkové oceli a}$$
$$80 \text{ až } 120 \text{ MPa pro slitinové oceli.}$$



Obr. 39. Ojniční oko (zavřená ojniční hlava)

2. *Ojniční oko* je zavřená ojniční pístová hlava (*obr. 39*):

a) Šířka oka b se určí z otlačení od tlaku plynů ve válci:

$$p = \frac{F_{i\,max}}{d . b} \leqq p_D = 30 \text{ až } 60 \text{ MPa} \Rightarrow b.$$

b) Tloušťka oka h_1 v průřezu I–I se vypočte z pevnostní podmínky v tahu od setrvačné síly posuvných hmot v horní úvrati:

$$F_s = m_p . a_h,$$

kde m_p je hmotnost pístu (včetně čepu a kroužků),
a_h – zrychlení pístu v horní úvrati.

Z pevnostní podmínky:

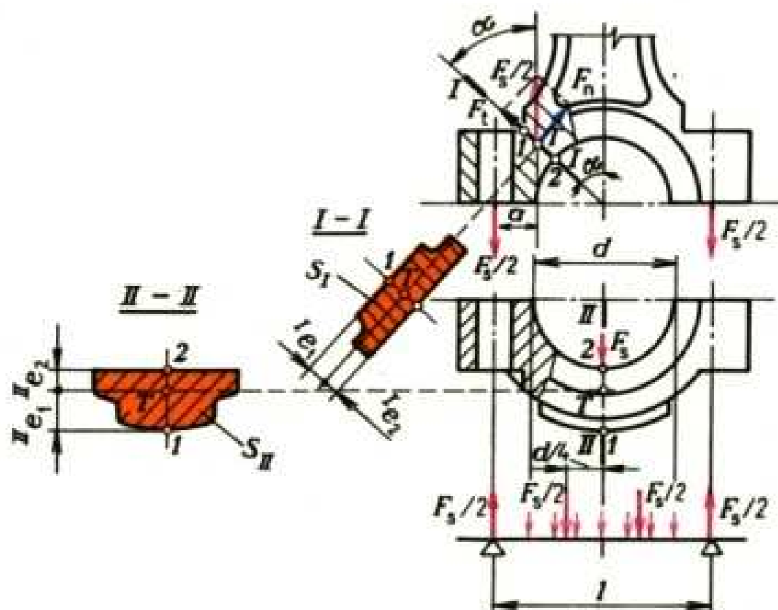
$$\sigma_t = \frac{F_s}{2h_1 . b} \leqq \sigma_{Dt} = 20 \text{ až } 40 \text{ MPa (nízké se zřetelem na zanedbaný ohyb)} \Rightarrow h_1 .$$

c) Výpočet tloušťky ojničního oka h_2 v čelním průřezu $II–II$ na ohyb jako nosník na obou koncích vetknutý; potom

$$M_{oII} = \frac{F_s}{8}\left(l - d + \frac{d^2}{3l}\right),$$

$$\sigma_{oII} = \frac{M_{oII}}{W_{oII}} = \frac{3F_s . \left(l - d + \frac{d^2}{3l}\right)}{4b . h_2^2} \leqq \sigma_{Do} = 60 \text{ až } 80 \text{ MPa},$$

z toho se vypočítá h_2.



Obr. 40. Výpočet Pennovy ojniční hlavy

3. *Dělená ojniční hlava* (*obr. 40*)

U navržené hlavy se kontroluje:

a) Zeslabený průřez $I–I$ přechodu dříku do hlavy.
Setrvačná síla posuvných hmot pístu a přibližně 3/4 ojnice:

$$F_s = (m_p + \tfrac{3}{4}m_o) . a_h ,$$

kde m_o je hmotnost ojnice.

Zatěžující síla jednoho průřezu $I–I$ $F_s/2$ se rozkládá do složky normálové

$F_n = (F_s/2) . \sin\alpha$, která namáhá průřez na tah, a do složky tečné $F_t = (F_s/2) . \cos\alpha$, která namáhá průřez na smyk a obvykle se zanedbává.

$$\sigma_t = \frac{F_n}{S_I} = \frac{F_s}{2S_I} . \sin\alpha ,$$

$$\tau_s = \frac{F_t}{S_I} = \frac{F_s}{2S_I} . \cos\alpha \quad \text{(zanedbatelné).}$$

Kromě toho vzniká dvojice sil $M_{oI} = (F_s/2) . a$, která namáhá průřez na ohyb:

ohybové napětí ve vnějším vlákně *1*:

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{oI}}{J_I} . {}^Ie_1 \quad (+),$$

ve vnitřním vlákně *2*:

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{oI}}{J_I} . {}^Ie_2 \quad (-).$$

Celkové napětí v krajních vláknech:

$$\sigma_{c1} = \sigma_t + \sigma_{o1} \leqq \sigma_D ,$$

$$\sigma_{c2} = \sigma_t - \sigma_{o2} \leqq \sigma_D .$$

b) Čelní průřez víka ojniční hlavy *II–II* je namáhán na ohyb jako nosník na dvou podpěrách zatížený spojitým zatížením, které nahradíme dvěma osamělými silami $F_s/2$ (*obr. 40*).

Ohybový moment:

$$M_{oII} = \frac{F_s}{2}\left(\frac{l}{2} - \frac{d}{4}\right),$$

ohybová napětí v krajních vláknech *1* a *2* průřezu *II–II*:

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{oII}}{J_{II}} . {}^{II}e_1 \leqq \sigma_D , \qquad \sigma_{o2} = \frac{M_{oII}}{J_{II}} . {}^{II}e_2 \leqq \sigma_D ,$$

kde σ_D = 60 až 80 MPa pro uhlíkové oceli,
σ_D = 80 až 120 MPa pro legované oceli.

4. *Ojniční šrouby* bývají 2 až 4 a slouží k připojení víka dělené ojniční hlavy. Vyrábějí se jako pružně poddajné, z materiálu o vysoké pevnosti (*obr. 41*). Jsou ve spoji utaženy se značným předpětím a jsou dynamicky namáhány setrvačnými silami posuvných a rotujících hmot:

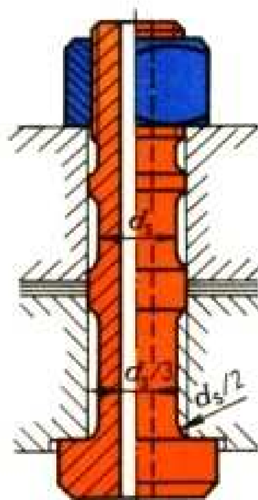
$$F = F_s + F_C = (m_p + 0{,}3m_o) . a_h + (0{,}7m_o - m_{ov}) . r . \omega^2 =$$
$$= r . \omega^2[(m_p + 0{,}3m_o) . (1 + \lambda) + (0{,}7m_o - m_{ov})] ,$$

kde F_s je setrvačná síla posuvných hmot,

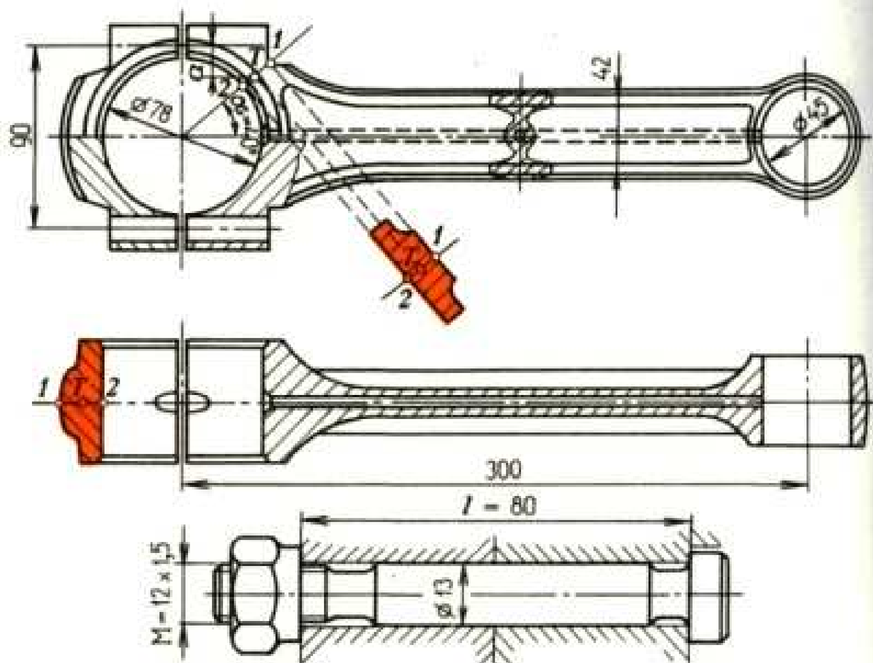
F_C – odstředivá síla rotujících hmot,

m_{ov} – hmotnost víka ojniční hlavy.

Šrouby se vypočítají jako předepjaté, zatížené míjivou provozní silou (viz učebnice Stavba a provoz strojů I).



Obr. 41. Ojniční šroub



Obr. 42. Ojnice vznětového spalovacího motoru

Příklad výpočtu. Zkontrolujte namáhání ojnice naftového motoru (*obr. 42*) o výkonu $P = 15$ kW, s průměrem pístu $D = 110$ mm, max. tlak ve válci $p_{max} = 7$ MPa, otáčky $n = 25\ s^{-1}$, zdvih $2r = 150$ mm a délka ojnice $l = 300$ mm. Materiál ojnice: výkovek z oceli 14 150 ($\sigma_{Pt} = 700$ MPa, $\sigma_K = 450$ MPa, $\sigma_C = 230$ MPa). Celková hmotnost ojnice $m_o = 4{,}5$ kg, hmotnost úplného pístu $m_p = 3{,}02$ kg, hmotnost samotného ojničního víka $m_{ov} = 1{,}47$ kg.

Vnitřní síla na píst:

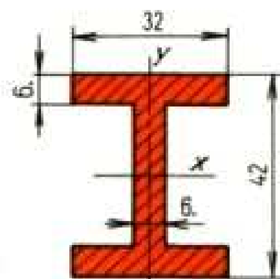
$$F_{i\,max} = \frac{\pi \,.\, D^2}{4} \,.\, p_{max} = \frac{\pi \,.\, (110\ \text{mm})^2}{4} \,.\, 7\ \text{MPa} = 66\,523\ \text{N}\,.$$

Návrh průřezu dříku ojnice (*obr. 43*):

$$S = (2\,.\,6\,.\,32 + 6\,.\,30)\ \text{mm}^2 = 564\ \text{mm}^2\,,$$

$$J_x = \tfrac{1}{12}(32\,.\,42^3 - 26\,.\,30^3)\ \text{mm}^4 = 139\,068\ \text{mm}^4\,,$$

$$J_y = \tfrac{1}{12}(2\,.\,6\,.\,32^3 + 30\,.\,6^3)\ \text{mm}^4 = 33\,308\ \text{mm}^4\,.$$



Obr. 43. Zjednodušený průřez dříku ojnice pro výpočet

Štíhlost ojnice v rovině kyvu:

$$\lambda_x = \frac{l}{i_x} = l\,.\,\sqrt{\frac{S}{J_x}} = 300\ \text{mm}\,.\,\sqrt{\frac{564\ \text{mm}^2}{139\,068\ \text{mm}^4}} = 19{,}1 < 60\,,$$

kolmo na rovinu kyvu:

$$\lambda_y = \frac{l}{2i_y} = \frac{l}{2} \cdot \sqrt{\frac{S}{J_y}} = \frac{300\ \text{mm}}{2} \cdot \sqrt{\frac{564\ \text{mm}^2}{33\,308\ \text{mm}^4}} = 19{,}5 < 60\,.$$

Budeme kontrolovat na prostý tlak:

$$\sigma_d = \frac{F_{i\,max}}{S} = \frac{66\,523\ \text{N}}{564\ \text{mm}^2} = 118\ \text{MPa}\,,$$

$\sigma_{Dd} \doteq \frac{1}{5}\sigma_{Pt} = \frac{1}{5} \cdot 700\ \text{MPa} = 140\ \text{MPa} > \sigma_d$, vyhovuje.

Kontrola na ohyb pouze od setrvačných sil, protože maximální tlak na píst nepůsobí přes polovinu zdvihu:

$$M_o = 0{,}064S \cdot l^2 \cdot \varrho \cdot r \cdot \omega^2\,,$$

$$\omega = 2\pi \cdot n = 2\pi \cdot 25\ \text{s}^{-1} = 157\ \text{s}^{-1}\,,$$

$$\varrho = 7{,}85 \cdot 10^3\ \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}\,,$$

$$M_o = 0{,}064 \cdot 564 \cdot 10^{-6}\ \text{m}^2 \cdot 0{,}3^2\ \text{m}^2 \cdot 7{,}85 \cdot 10^3\ \text{kg} \cdot \text{m}^{-3} \cdot 0{,}075\ \text{m} \cdot 157^2\ \text{s}^{-2} =$$
$$= 47{,}15\ \text{N} \cdot \text{m} = 47\,150\ \text{N} \cdot \text{mm}\,,$$

$$W_o = \frac{J_x}{e} = \frac{139\,068\ \text{mm}^4}{21\ \text{mm}} = 6\,622\ \text{mm}^3\,,$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{47\,150\ \text{N} \cdot \text{mm}}{6\,622\ \text{mm}^3} = 7{,}12\ \text{MPa} < \sigma_{Do}\,,$$ dřík vyhovuje.

Šířka ojničního oka: $p_D = 30$ až 60 MPa, volíme $p_D = 45$ MPa,

$$b = \frac{F_{i\,max}}{d \cdot p_D} = \frac{66\,523\ \text{N}}{45\ \text{mm} \cdot 45\ \text{MPa}} = 32{,}9\ \text{mm} \doteq 36\ \text{mm}\,.$$

Výpočet tloušťky postranice oka:

$$F_{sh} = m_p \cdot a_h = m_p \cdot r \cdot \omega^2(1 + \lambda)\,,$$

$$\lambda = \frac{r}{l} = \frac{75\ \text{mm}}{300\ \text{mm}} = \frac{1}{4} = 0{,}25\,,$$

$$F_{sh} = 3{,}02\ \text{kg} \cdot 0{,}075\ \text{m} \cdot 157^2\ \text{s}^{-2} \cdot 1{,}25 = 6\,980\ \text{N}\,,$$

σ_{Dt} volíme 30 MPa,

$$h_1 = \frac{F_{sh}}{2b \cdot \sigma_{Dt}} = \frac{6\,980\ \text{N}}{2 \cdot 36\ \text{mm} \cdot 30\ \text{MPa}} = 3{,}23\ \text{mm} \doteq 5\ \text{mm}$$ (z konstrukčních a technologických důvodů).

Tloušťka čela ojničního oka:

$$h_2 = \sqrt{\frac{3F_{sh} \cdot \left(l - d + \frac{d^2}{3l}\right)}{4b \cdot \sigma_{Do}}},$$

σ_{Do} volíme 75 MPa, $l = d + h_1 = 45\,\text{mm} + 5\,\text{mm} = 50\,\text{mm}$,

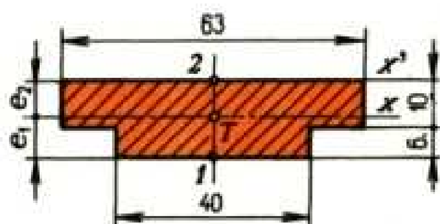
$$h_2 = \sqrt{\frac{3 \cdot 6\,980\,\text{N} \cdot \left(50 - 45 + \frac{45^2}{3 \cdot 50}\right)\text{mm}}{4 \cdot 36\,\text{mm} \cdot 75\,\text{MPa}}} = 6\,\text{mm}.$$

Výpočet a kontrola ojničního víka:

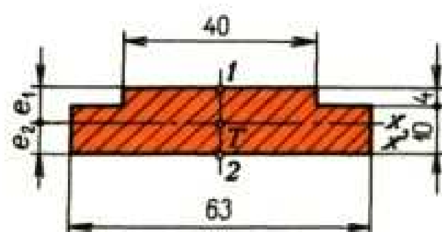
Setrvačná síla posuvných hmot pístu a části ojnice:

$$F_s = (m_p + \tfrac{3}{4}m_o) \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda) =$$
$$= (3{,}02 + 0{,}75 \cdot 4{,}5)\,\text{kg} \cdot 0{,}075\,\text{m} \cdot 157^2\,\text{s}^{-2} \cdot 1{,}25 = 14\,778\,\text{N},$$

$$M_o = \frac{F_s}{2} \cdot \left(\frac{l}{2} - \frac{d}{4}\right) = \frac{14\,778\,\text{N}}{2}\left(\frac{90}{2} - \frac{78}{4}\right)\text{mm} = 188\,420\,\text{N} \cdot \text{mm}.$$



Obr. 44. Zjednodušený průřez ojničního víka pro výpočet



Obr. 45. Zjednodušený průřez ojniční hlavy pro výpočet

Návrh průřezu (*obr. 44*):

$$S = (63 \cdot 10 + 40 \cdot 6)\,\text{mm}^2 = 870\,\text{mm}^2,$$

$$e_2 = \frac{63 \cdot 10 \cdot 5 + 40 \cdot 6 \cdot 13}{870}\,\text{mm} = 7{,}2\,\text{mm},$$

$$e_1 = (16 - 7{,}2)\,\text{mm} = 8{,}8\,\text{mm},$$

$$J_{x'} = \tfrac{1}{3}(40 \cdot 16^3 + 23 \cdot 10^3)\,\text{mm}^4 = 62\,280\,\text{mm}^4,$$

$$J_x = J_{x'} - S \cdot e_2^2 = 62\,280\,\text{mm}^4 - 870\,\text{mm}^2 \cdot 7{,}2^2\,\text{mm}^2 = 17\,180\,\text{mm}^4,$$

$$W_{o1} = \frac{J_x}{e_1} = \frac{17\,180\,\text{mm}^4}{8{,}8\,\text{mm}} = 1\,952\,\text{mm}^3,$$

$$W_{o2} = \frac{J_x}{e_2} = \frac{17\,180\,\text{mm}^4}{7{,}2\,\text{mm}} = 2\,386\,\text{mm}^3,$$

$$\sigma_{o1} = \frac{M_o}{W_{o1}} = \frac{188\,420\ \mathrm{N\,.\,mm}}{1\,952\ \mathrm{mm}^3} = 96{,}5\ \mathrm{MPa}\,,$$

$$\sigma_{o2} = \frac{M_o}{W_{o2}} = \frac{188\,420\ \mathrm{N\,.\,mm}}{2\,386\ \mathrm{mm}^3} = 79\ \mathrm{MPa}\,.$$

Protože $\sigma_D = 80$ až 120 MPa, navržený průřez víka vyhovuje.

Návrh zeslabeného průřezu v přechodu dříku do hlavy (obr. 45):

$$S = (63\,.\,10 + 40\,.\,4)\ \mathrm{mm}^2 = 790\ \mathrm{mm}^2\,,$$

$$e_2 = \frac{63\,.\,10\,.\,5 + 40\,.\,4\,.\,12}{790}\ \mathrm{mm} = 6{,}4\ \mathrm{mm}\,,$$

$$e_1 = (14 - 6{,}4)\ \mathrm{mm} = 7{,}6\ \mathrm{mm}\,,$$

$$J_{x'} = \tfrac{1}{3}(40\,.\,14^3 + 23\,.\,10^3)\ \mathrm{mm}^4 = 44\,253\ \mathrm{mm}^4\,,$$

$$J_x = J_{x'} - S\,.\,e_2^2 = (44\,253 - 790\,.\,6{,}4^2)\ \mathrm{mm}^4 = 11\,895\ \mathrm{mm}^4\,,$$

$$W_{o1} = \frac{J_x}{e_1} = \frac{11\,895\ \mathrm{mm}^4}{7{,}6\ \mathrm{mm}} = 1\,565\ \mathrm{mm}^3\,,$$

$$W_{o2} = \frac{J_x}{e_2} = \frac{11\,895\ \mathrm{mm}^4}{6{,}4\ \mathrm{mm}} = 1\,859\ \mathrm{mm}^3\,.$$

Kontrola na ohyb a tah:

$$M_0 = \frac{F_s}{2}\,.\,a\,, \quad \text{z } obr.\ 45 \text{ je } \alpha = 40°\,,$$

$$a = \frac{l'}{2} - \left(\frac{d}{2} + e_2\right).\sin\alpha = \frac{90\ \mathrm{mm}}{2} - \left(\frac{78\ \mathrm{mm}}{2} + 6{,}4\ \mathrm{mm}\right).\sin 40° = 15{,}8\ \mathrm{mm}\,,$$

$$M_o = \frac{14\,778\ \mathrm{N}}{2}\,.\,15{,}8\ \mathrm{mm} = 116\,875\ \mathrm{N\,.\,mm}\,,$$

$$\sigma_{o1} = \frac{M_o}{W_{o1}} = \frac{116\,875\ \mathrm{N\,.\,mm}}{1\,565\ \mathrm{mm}^3} = 75\ \mathrm{MPa} \quad (+)\,,$$

$$\sigma_{o2} = \frac{M_o}{W_{o2}} = \frac{116\,875\ \mathrm{N\,.\,mm}}{1\,859\ \mathrm{mm}^3} = 63\ \mathrm{MPa} \quad (-)\,,$$

$$\sigma_t = \frac{F_s}{2S}\,.\cos\alpha = \frac{14\,778\ \mathrm{N}}{2\,.\,790\ \mathrm{mm}^2}\,.\sin 40° = 6\ \mathrm{MPa} \quad (+)\,,$$

$$\sigma_{c1} = \sigma_t + \sigma_{o1} = (6 + 75)\ \mathrm{MPa} = 81\ \mathrm{MPa} \quad (+)\,,$$

$$\sigma_{c2} = \sigma_t - \sigma_{o2} = (6 - 63)\ \mathrm{MPa} = 57\ \mathrm{MPa} \quad (-)\,.$$

Protože $\sigma_D = 80$ až 120 MPa, průřez vyhovuje.

Kontrola ojničních šroubů. Podle *obr. 42* jsou navrženy 2 pružně poddajné šrouby M 12 × 1,5 s lícovaným osazením ∅ 13n6 v místě spáry. Sevřená délka $l = 80$ mm, materiál šroubů 8G, pouzdro $D_A \doteq 1{,}5d$.

Setrvačné síly namáhající šrouby:

$$F = F_s + F_C = r\,.\,\omega^2[(m_p + 0{,}3m_o)\,.\,(1 + \lambda) + (0{,}7m_o - m_{ov})] =$$
$$= 0{,}075\,\text{m}\,.\,157^2\,\text{s}^{-2}\,[(3{,}02 + 0{,}3\,.\,4{,}5)\,\text{kg}\,.\,1{,}25 + (0{,}7\,.\,4{,}5 - 1{,}47)\,\text{kg}] = 11\,184\,\text{N},$$

$$F_1 = \frac{F}{i} = \frac{11\,184\,\text{N}}{2} = 5\,592\,\text{N}\,.$$

Z tabulek a nomogramu v I. díle učebnice je:

síla předpětí $F_0 = 16$ kN, silový poměr χ pro $l/d = \dfrac{80\,\text{mm}}{12\,\text{mm}} = 6{,}67$ je $\chi = 0{,}32$ (pro poddajný šroub, ocelové pouzdro), únavová pevnost šroubového spoje $\sigma_A = 50$ MPa.

Maximální síla ve šroubu:

$$F_s = F_0 + \chi\,.\,F_1 = (16 + 0{,}32\,.\,5{,}59)\,\text{kN} = 17{,}8\,\text{kN} < F_D = 39{,}1\,\text{kN}\,.$$

Při utahování vzniká napětí v tahu:

$$\sigma_t = \frac{F_0}{S_v} = \frac{16\,000\,\text{N}}{88{,}13\,\text{mm}^2} = 181{,}55\,\text{MPa}\,,$$

utahovací moment:

$$M_U = k\,.\,F_0\,.\,d = 0{,}12\,.\,16\,000\,\text{N}\,.\,12\,\text{mm} = 23\,040\,\text{N}\,.\,\text{mm}$$
$$M_U < M_D = 97\,\text{N}\,.\,\text{m}\,,$$

napětí v krutu při utahování:

$$\tau_k = \frac{M_U}{0{,}2d_3^3} = \frac{23\,040\,\text{N}\,.\,\text{mm}}{0{,}2\,.\,10{,}16^3\,\text{mm}^3} = 110\,\text{MPa}\,,$$

redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau_k^2} = \sqrt{181{,}55^2 + 3\,.\,110^2}\,\text{MPa} = 263\,\text{MPa}\,.$$

Pro materiál šroubů 8G: $\sigma_K = 640$ MPa,

bezpečnost proti trvalé deformaci: $k_K = \dfrac{\sigma_K}{\sigma_{red}} = \dfrac{640\,\text{MPa}}{263\,\text{MPa}} = 2{,}43 > 1{,}5$, vyhovuje.

Protože je provozní síla míjivá, je nutno kontrolovat ojnici i na únavu:

výchylka napětí:

$$\sigma_a = \frac{\Delta F_s}{2S_v} = \frac{\chi\,.\,F_1}{2S_v} = \frac{0{,}32\,.\,5\,592\,\text{N}}{2\,.\,88{,}13\,\text{mm}^2} = 10{,}15\,\text{MPa}\,,$$

bezpečnost proti únavovému lomu:

$$k_C = \frac{\sigma_A}{\sigma_a} = \frac{50\ \text{MPa}}{10{,}15\ \text{MPa}} = 4{,}93 > 1{,}5 \text{ až } 4 \quad \text{vyhovuje.}$$

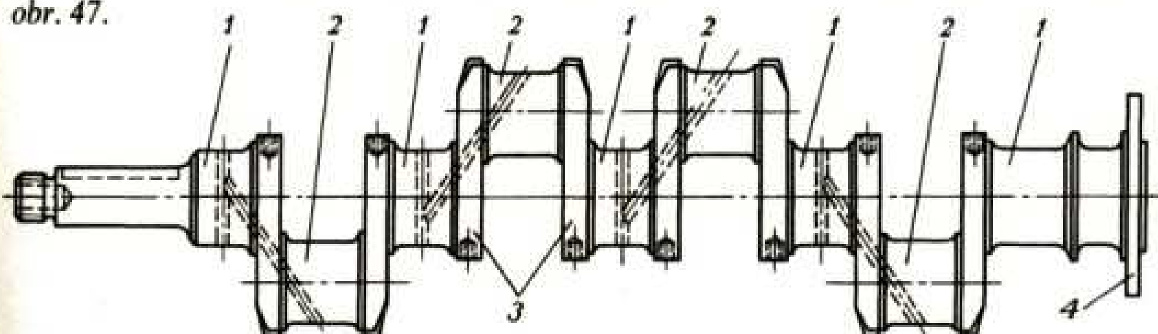
Navržená ojnice pevnostně vyhovuje.

2.5.5 Klikové hřídele

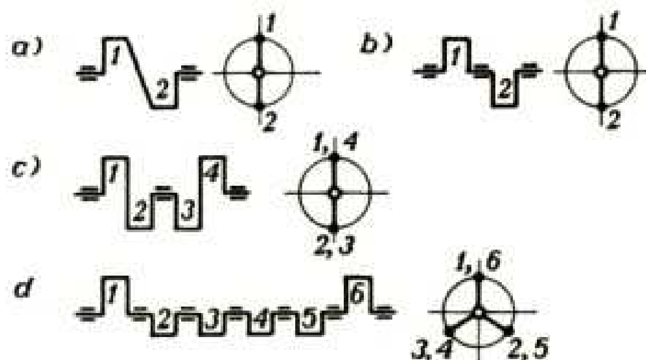
Jsou to hřídele se zalomením pro víceválcové pístové stroje, zejména spalovací motory, zemědělské stroje a kompresory. Vyrábějí se buď jednodílné, nebo složené z několika dílů.

Konstrukce klikových hřídelů

Části klikového hřídele jsou na *obr. 46*, různá uspořádání klik a ložisek jsou na *obr. 47*.



Obr. 46. Kovaný klikový hřídel čtyřválcového vznětového motoru
Hřídel je uložen za každým zalomením, tedy v pěti ložiskách. Zalomení klik po 180°
1 – hlavní (ložiskové) čepy, *2* – klikové čepy, *3* – ramena, *4* – příruba pro setrvačník

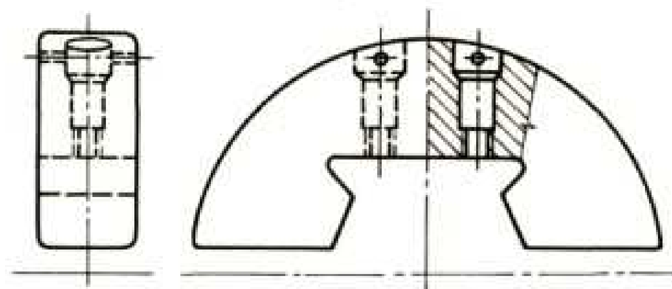


Obr. 47. Schéma uspořádání klik a ložisek
a) dvouválcový stroj s klikami po 180° uložený ve dvou ložiskách (např. pro kompresor nebo motocyklový motor), *b)* dvouválcový stroj s klikami po 180°, uložený za každým zalomením (např. vznětový spalovací motor), *c)* hřídel pro čtyřválcový automobilový zážehový motor s klikami po 180°, uložený ve třech ložiskách, *d)* hřídel šestiválcového vznětového motoru, kliky po 120°, uložení za každým zalomením

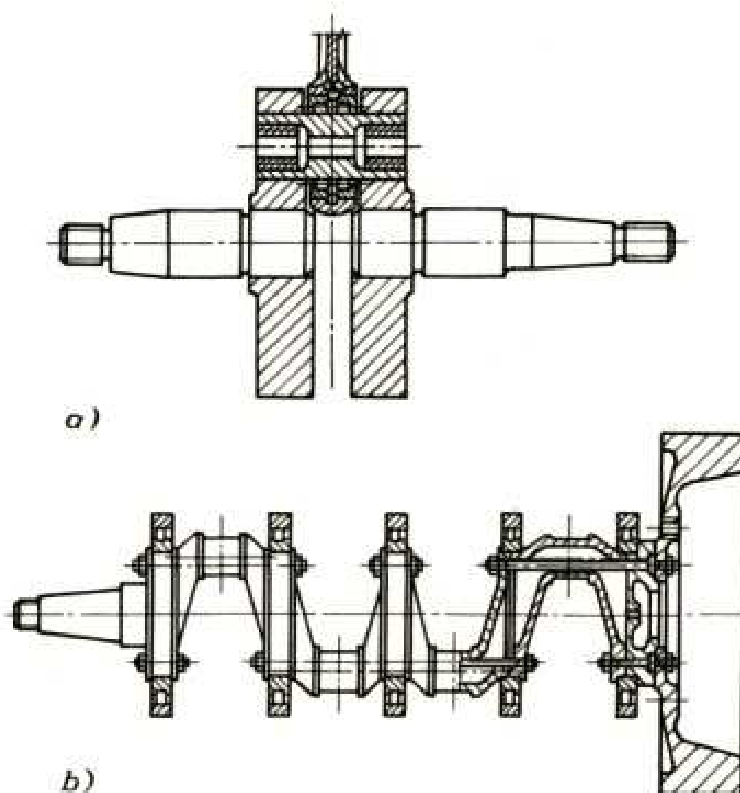
U rychloběžných strojů vyvažujeme hmotu zalomení, klikového čepu a rotující části ojnice *vývažkem*, tzv. *protizávažím*, čímž se zmenší ohybová namáhání hřídele a sníží se počet kmitů hřídele (zvýšením hmotnosti). Vývažek je buď z jednoho kusu

s klikovým hřídelem, nebo se k rameni připevní šrouby či tangenciálními klíny (*obr. 48*).

Dělené klikové hřídele se z výrobních a ekonomických důvodů používají u velkých spalovacích motorů, nebo při uložení hlavních čepů hřídele ve válečkových ložiskách (*obr. 49*).



Obr. 48. Příklad vývažku a jeho připojení k hřídeli



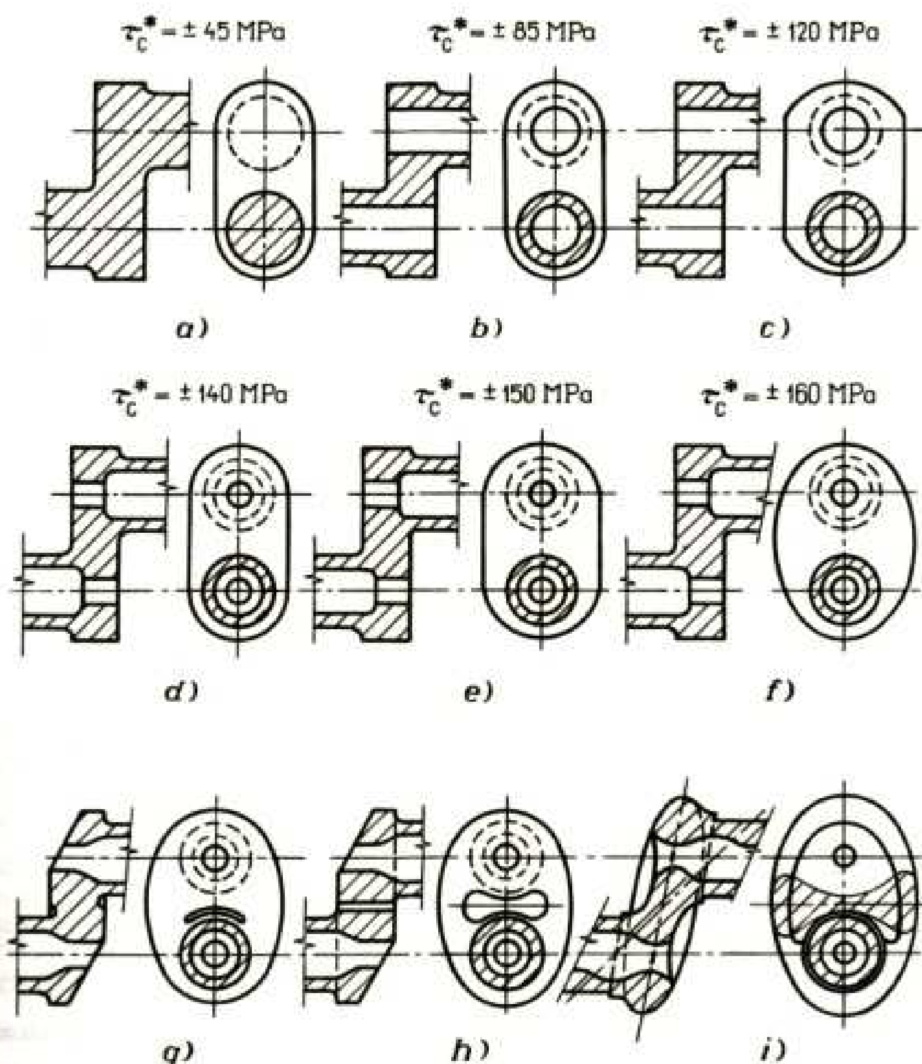
Obr. 49. Dělené klikové hřídele
a) Skládaný klikový hřídel s dutým klikovým čepem. Čep hřídele je do ramen nalisován, dutý klikový čep se rozepne na koncích zatlačenými trny, které mají vnitřní závit pro vyjmutí; *b*) skládaný klikový hřídel čtyřválcového vznětového motoru. Jednotlivé dílce jsou spojeny šrouby

Materiál klikových hřídelů

Pro hřídele stacionárních motorů se používají uhlíkové oceli 11 500.1, 11 600.1, pro více namáhané hřídele ušlechtilé uhlíkové oceli žíhané nebo zušlechtěné 12 040, 12 050, 12 060. Pro velmi namáhané a rychloběžné klikové hřídele, kde se požaduje

malá hmotnost (automobily, letadla), se používají zušlechtěné legované oceli, např. 14 150, 14 240, 15 260, 16 250, 16 440, u kterých lze též čepy povrchově kalit, nebo 15 230, 15 330, které lze též nitridovat.

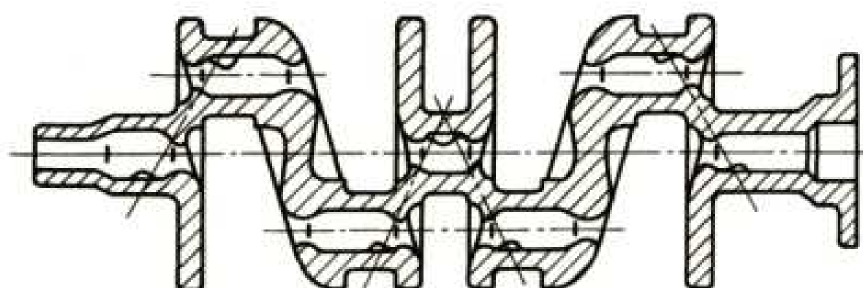
Klikové hřídele jako tvarované součásti dynamicky namáhané je nutno kontrolovat na únavovou a tvarovou pevnost. Technologický vývoj slévárenství umožnil použití litých klikových hřídelů. Vhodným tvarem ramen a úpravou přechodu čepu do ramen lze podstatně zvýšit tvarovou pevnost klikového hřídele (*obr. 50*). Litina má kromě toho mnohem menší vrubovou citlivost než ocel. Polotovar (odlitek) je až o 2/3 lehčí než výkovek, výroba je rychlejší, výrobní cena nižší, obrábění litých klikových hřídelů je minimální. Jako materiál se používá šedá litina 42 2425, legovaná, tvárná nebo očkovaná litina, popř. i ocel na odlitky (*obr. 51*).



Obr. 50. Různá provedení klikových hřídelů a jejich meze únavy ve střídavém krutu (pro menší hřídele)
a) až *h*) kované z uhlíkové oceli o pevnosti σ_{Pt} = 650 MPa, *i*) odlité z litiny
konstrukční provedení: *a*) plné čepy, *b*) duté čepy, *c*) širší rameno, *d*) vrtání zúženo, *e*) širší rameno, *f*) oválné rameno, *g*) rameno s odlehčovacím vrubem, *h*) rameno s vybráním, *i*) litý hřídel

Dimenzování klikových hřídelů

Provádí se předběžně podle empirických vzorců (*tab. 11*) a potom se kontroluje podle pevnostních podmínek v průřezech podle *tab. 11*.



Obr. 51. Klikový hřídel litý podle slévárenských zásad

Mazání klikových hřídelů

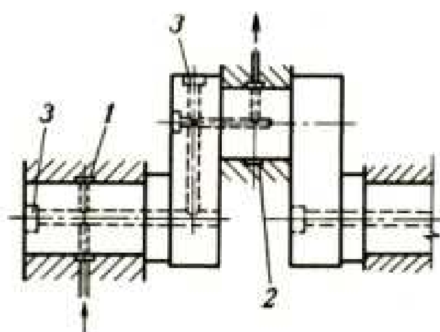
U pomaloběžných strojů se klikový čep klikového hřídele maže mazacím kotoučem na rameni kliky. U rychloběžných strojů se již používá většinou tlakové mazání

Tab. 11. Hlavní rozměry klikových hřídelů (pro předběžný návrh)

Empirické vztahy (D = průměr pístu, p_{max} = maximální tlak na píst)

Druh stroje	Klikový čep d_1 l_1	Ložiskový čep d_2 l_2	Tlak v ložisku p (MPa)	Výška ramen h	Šířka ramen b
Zážehové spalovací motory	(0,45 až 0,6) D (0,5 až 0,6) D	(0,5 až 0,65) D (0,55 až 0,65) D	6 až 10	$0{,}45d_1$	(1,5 až 1,6) d_1
Vznětové spalovací motory	(0,6 až 0,7) D (0,45 až 0,7) D	(0,65 až 0,75) D (0,55 až 0,65) D	12 až 15	$0{,}45d_1$	(1,6 až 1,7) d_1
Parní stroje, kompresory	$0{,}13D \cdot \sqrt{p_{max}}$ (1 až 1,2) d_1	$0{,}14D \cdot \sqrt{p_{max}}$ (1 až 1,2) d_2	4 až 6	(0,5 až 0,7) d_1	$1{,}25d_1$
Čerpadla	$0{,}16D \cdot \sqrt{p_{max}}$ $1{,}3d_1$	$0{,}17D \cdot \sqrt{p_{max}}$ (1,3 až 1,4) d_2	2 až 5	$0{,}6d_1$	$1{,}25d_1$

(*obr. 52*). Olejové čerpadlo, nejčastěji zubové, vhání olej pod tlakem 0,05 až 0,3 MPa na všechna mazaná místa stroje.



Obr. 52. Tlakové mazání klikových hřídelů
1 – kruhový kanál v ložiskové pánvi, *2* – kanál v ojniční pánvi, *3* – zátky

Provozní, výrobní a kontrolní zásady

Pro klidný běh motoru se hřídele dynamicky vyvažují. Potřebné změny hmotnosti protizávaží se dosáhne odvrtáním, odbroušením, navařením atd.

Výkovek klikového hřídele může mít povrchové trhlinky nebo jiné vady maximálně do poloviny přídavku na obrábění.

Podle dohody bývá s hřídelem dodávána tato dokumentace:
hutní atest o mechanických zkouškách,
chemické složení a číslo tavby,
výsledek elektromagnetické zkoušky na trhlinky, popř. s podrobným popisem vad,
fotografie metalografického výbrusu, dostatečně zvětšená.

Při montáži se musí kontrolovat přesná souosost ložisek hřídele motoru a hnaného stroje. Dále je třeba kontrolovat rozevírání nebo svírání ramen, které nesmí být větší než 0,02 až 0,04 mm.

2.5.6 Setrvačníky

Setrvačník je kotouč s velkou hmotností, který u pístových strojů vyrovnává nerovnoměrnost otáčivého pohybu klikového hřídele během jednoho pracovního cyklu, na rozdíl od regulátoru, který vyrovnává změny točivého pohybu hřídele během několika pracovních cyklů v závislosti na změnách zatížení.

Změny úhlové rychlosti se periodicky opakují a zároveň s nimi nastávají i změny pohybové energie rotujících hmot. Je-li hnací síla větší než odpor, stroj se rozbíhá a setrvačník hromadí (akumuluje) nadbytek pohybové energie, čímž se zrychluje. Je-li naopak hnací síla menší, setrvačník nahromaděnou energii vydává.

Kinematický a dynamický výpočet setrvačníku byl vysvětlen v mechanice. Z něho vyplývá:

Stupeň nerovnoměrnosti chodu stroje:

$$\delta = \frac{v_{max} - v_{min}}{v_s},$$

kde v_{max} je největší obvodová rychlost klikového čepu během cyklu,
v_{min} – nejmenší obvodová rychlost klikového čepu během cyklu,
$v_s = \frac{v_{max} + v_{min}}{2}$ – střední obvodová rychlost klikového čepu,
δ = 1/20 až 1/30 pro čerpadla a dmýchadla,
1/40 až 1/50 pro kompresory a obráběcí stroje,
1/70 až 1/100 pro dynama k pohonu strojů,
1/75 až 1/150 pro osvětlovací dynama,
1/75 až 1/300 pro generátory střídavého proudu,
1/150 až 1/300 pro vozidlové motory,
až 1/1 000 pro letecké motory.

Při výpočtu *hmotnosti setrvačníku* se vychází z rovnice:

$$I = m_s \,.\, R^2 = \frac{\Delta A_{max}}{4\pi^2 \,.\, \delta \,.\, n^2} \doteq \frac{\Delta A_{max}}{40\delta \,.\, n^2},$$

kde I je moment setrvačnosti setrvačníku (kg . m²),
m_s – hmotnost celého setrvačníku (kg),
R – poloměr těžiště setrvačníkového věnce (m),
ΔA_{max} – celkový přebytek práce v mezích největší a nejmenší rychlosti (J) – zjistí se graficky z diagramu tangenciálních sil (viz Mechanika),
n – otáčky setrvačníku (klikového hřídele) (s^{-1}).

V praxi se často počítá hmotnost setrvačníku podle přibližného Güldnerova vzorce:

$$I = m_s \,.\, R^2 = \frac{C \,.\, P_i}{n^3 \,.\, \delta},$$

kde P_i je indikovaný výkon motoru (kW),
C – Güldnerova konstanta závislá na druhu paliva, počtu válců a druhu stroje (*tab. 12*).

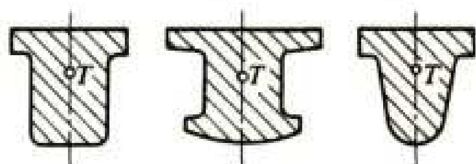
Tab. 12. Hodnoty některých Güldnerových konstant C pro výpočet hmotnosti setrvačníku
$\left[I = m_s \,.\, R^2 = \frac{C \,.\, P_i}{n^3 \,.\, \delta} \text{ (kg . m}^2\text{)}; \quad P_i \text{ (kW) a } n \text{ (s}^{-1}\text{)} \right]$

Počet válců	Motory				Kompresory	
	vznětové		zážehové		1činné	2činné
	4dobé	2dobé	4dobé	2dobé		
1	63	25,2	22	18,3	–	3,5 až 4,7
2	25.2	12,6	9,5	2,5 až 5	3,5 až 4,5	1,13 až 1,39
3	15.75	5	4,4 až 5,7	1,83	2	–
4	3.5	2,27	1,39 až 2,2	0,95	0,44 až 0,69	–
5	6.3	0.88	0,95	–	–	–
6	2	0.50	0,44	–	–	–

U setrvačníku s rameny se obvykle uvažuje hmotnost věnce $m_v \doteq 0{,}9m_s$.

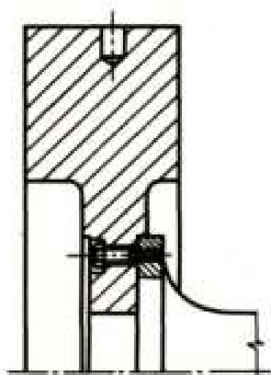
Věnec setrvačníku má různé profily (*obr. 53*). Příklad konstrukčního provedení setrvačníku je na *obr. 54*.

U automobilových motorů má setrvačník zpravidla ještě další funkce. Jedna čelní plocha tvoří přítlačný kotouč spojky a na obvodě bývá připevněn ozubený věnec pro elektrické spouštění motoru.



Obr. 53. Příklady profilů věnců setrvačníku

Pro obvodové rychlosti menší než 30 m . s^{-1} se setrvačníky zhotovují ze šedé litiny. Pro větší rychlost musí být setrvačníky z oceli na odlitky nebo kované z oceli. Do průměru asi $D = 2$ m bývají z jednoho kusu, větší jsou dělené, spojené šrouby nebo zděřemi.



Obr. 54. Konstrukční provedení setrvačníku vznětového motoru. Otvory po obvodě jsou pro ruční roztáčení motoru

Pevnostně je věnec namáhán v tahu napětím vyvolaným odstředivou silou (odvození stejné jako u řemenů namáhaných odstředivou silou – viz Stavba a provoz strojů II): $\sigma_t = \varrho \cdot v^2$ (Pa) a v ohybu v segmentu věnce mezi rameny, ramena jsou namáhaná na tah odstředivou silou a na ohyb obvodovou silou.

2.5.7 Výstředníkové mechanismy

Výstředníky (*excentry*) se používají k přeměně otáčivého pohybu na přímočarý vratný pohyb s malým zdvihem, kde by výroba klikového hřídele byla obtížná a drahá. Výstředníkový kotouč je naklínován na hnacím hřídeli (*obr. 55*). Na něm je dvoudílná objímka, na kterou je připevněna výstředníková tyč.

Výstředníkový kotouč bývá kovaný z oceli nebo litinový, buď celistvý, nebo dělený. Dvoudílná objímka je z litiny nebo z oceli na odlitky, pro úsporu hmotnosti může být i kovaná. Potom musí být vylita kompozicí nebo opatřená bronzovým pouzdrem.

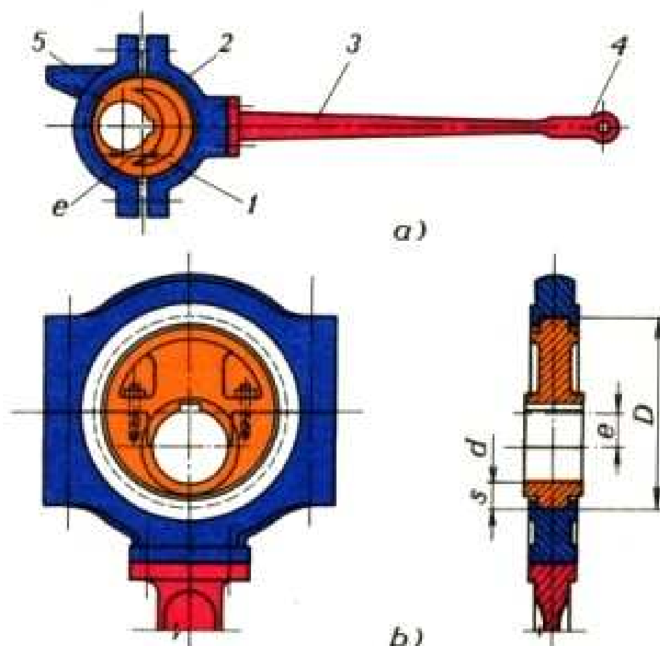
Průměr výstředníkového kotouče (*obr. 55b*):

$$D = 2\left(e + \frac{d}{2} + s\right),$$

kde d je průměr hřídele,

e – výstřednost,

s – tloušťka kotouče v nejtenčím místě; u litinových kotoučů bývá $s = 0{,}12(d + 2e) + 5$ mm.



Obr. 55. Výstředník

a) části výstředníku: *1* – kotouč, *2* – dvoudílná objímka, *3* – výstředníková tyč, *4* – vidlice s čepem pro posuvnou součást, *5* – mazací jímka, *e* – výstřednost (excentricita); *b*) detail výstředníku s děleným kotoučem

Výstředníkové tyče bývají zpravidla kované z oceli. Menší mají průřez kruhový, větší obdélníkový. Protože jde o dlouhé štíhlé tyče, kontrolují se na vzpěr podle Eulera v rovině kyvu (II. případ):

$$F = \frac{\pi^2 \,.\, E \,.\, J_x}{k_E \,.\, l^2},$$

kde bezpečnost $k_E = 10$ až 15.

Třecí plochy výstředníků je nutno mazat olejem, a proto je nutno i výstředník vhodně konstrukčně uspořádat (*obr. 55a*).

2.5.8 Montáž, údržba, opravy a provoz klikových mechanismů

Předpokladem bezchybné funkce mechanismu je již přesnost ve výrobě součástí. Celý mechanismus musí pracovat v jedné rovině, osy musí být rovnoběžné. Součásti konající vratný nebo kývavý pohyb musí mít v kloubech (okách a čepech) malou

vůli, aby nenastávaly v úvratích přídavné rázy, které by mechanismus předčasně poškodily.

Na nedělené klikové hřídele se často nedají ostatní členy ústrojí tak jednoduše nasadit. Ložiska musí být dělená, jednotlivé poloviny pánví spojeny pružně poddajnými šrouby. Je třeba dbát na pečlivou montáž pánví. Po delším provozu vzniká opotřebením v ložiskách vůle. U ložisek se musí vyměnit pánve s výstelkou, nebo se musí pánve vylít ložiskovým kovem a přesně vyvrtat. Nerovnosti na čepech klikových hřídelů se přebrušují.

Při opravě klikového ústrojí se ojnice musí vyrovnat a zajistit souosost ok. Pístní čepy se buď vyměňují, nebo renovují protlačováním na větší rozměr, cementováním a broušením na přesný rozměr. Písty a pístní kroužky se zpravidla vyměňují.

OTÁZKY A ÚKOLY

2.5.1 Základy teorie klikového mechanismu

1. Jaký je účel klikového mechanismu pístového kompresoru poháněného elektromotorem a jaký pístového spalovacího motoru pohánějícího alternátor?
2. Naskicujte schéma zkráceného klikového mechanismu, popište jeho součásti a vysvětlete jejich funkci.
3. Jmenovitý průměr vrtání válce jednoválcového zážehového motoru je $D = 38$ mm, zdvih pístu $L = 44$ mm, otáčky klikového hřídele $n = 83\ s^{-1}$. Poměr $\lambda = r/l = 0{,}25$. Vypočtěte poloměr kliky r, délku ojnice l, střední pístovou rychlost c_s, zrychlení pístu v úvratích a_h, a_d. Sestrojte průběh zrychlení a.
4. Vypočtěte síly v klikovém mechanismu spalovacího motoru z předchozího úkolu, a to pro maximální tangenciální sílu, neuvažují-li se setrvačné a odstředivé síly. Tlak plynů na píst $p = 0{,}7$ MPa.
5. Vypočtěte maximální setrvačnou sílu posuvných hmot a odstředivou sílu rotačních hmot z úkolů 3 a 4. Hmotnost úplného trubového pístu je $m_p = 0{,}09$ kg, hmotnost ojnice $m_o = 0{,}06$ kg, celková hmotnost zalomené části klikového hřídele redukovaná na poloměr kliky $m_r = 0{,}028$ kg. Vypočtěte hmotnost protizávaží na rameni $z = 0{,}8\ r$, jde-li o jednoválcový stojatý motor.

2.5.2 Písty s příslušenstvím

1. Jakým požadavkům musí vyhovovat písty? Z jakých materiálů se zhotovují? Vysvětlete číselné značky materiálů.
2. Načrtněte schematicky jednotlivé druhy pístů. Vysvětlete jejich funkci.
3. Pro motocyklový motor počítaný v úkolech kapitoly 2.5.1 proveďte kontrolu navrženého pístu z hliníkové slitiny 42 4336.5. Navržené rozměry (*obr. 23*): $D = 38$ mm, $D_1 = 28$ mm, $L = 54$ mm, $s = 4{,}3$ mm, $p_{max} = 3{,}1$ MPa.
4. K utěsnění pístu motocyklového motoru z předcházejících úkolů se použijí tři válcové těsnicí kroužky výšky $v = 2$ mm. Tvar zámku má být šikmý, pravý, pracovní plocha bez povrchové úpravy, lapovaná, čelní plocha broušená. Materiál válce je lehká slitina 42 4330.03, vložky válce šedá litina 42 2430, materiál pístních kroužků je šedá litina A. Napište označení těchto kroužků. Nakreslete a zakótujte detail drážek pro tyto kroužky v pístu z lehké slitiny.
5. Proveďte kontrolu pístního čepu spalovacího motoru s rozměry z předcházejících úkolů. Pístní čep 10/5 × 32 ČSN 30 2130.21. Rozměry (*obr. 27*): $b = 14{,}2$ mm, $e = 16$ mm. Největší tlak plynů ve válci $p_{max} = 3{,}1$ MPa. U motocyklových dvoudobých motorů může být σ_{Do} = až 330 MPa.

2.5.3 Utěsňování součástí s přímočarým vratným pohybem

1. Jak se utěsňují součásti s přímočarým vratným pohybem?

2.5.4 Ojnice

1. Jaký je účel ojnic? Z kterých částí se ojnice skládá? Jaký je materiál ojnic?
2. Načrtněte schematicky druhy ojnic. Vysvětlete jejich funkci.
3. Zkontrolujte dřík ojnice dříve počítaného motocyklového motoru. Rozměry dříku (*obr. 37e*): $B = 4{,}5$ mm, $H = 16$ mm, $H' = 11$ mm, $s = 2{,}5$ mm, $l = 88$ mm, materiál 14 220.9 (válečky běží přímo v hlavě ojnice). Dále vypočtěte napětí v tahu vyvozené setrvačnou silou posuvných hmot F_s úplného pístu a posuvné části ojnice při přetočení nezatíženého motoru, je-li píst v horní úvrati pro otáčky $n = 83\,s^{-1}$. Hmotnost úplného pístu je $m_p = 0{,}09$ kg, hmotnost ojnice $m_o = 0{,}06$ kg.
4. Zkontrolujte jednoduché uzavřené ojniční oko (*obr. 39*) dvoudobého spalovacího motoru z předchozích úkolů, je-li namáháno tlakem plynů na píst a setrvačnou silou posuvných hmot F_{sb}. Rozměry oka: $d = 12$ mm, $b = 14$ mm, $h_1 = 1{,}5$ mm, $d_t = 10$ mm, materiál ojnice 14 220.9. Hmotnost úplného pístu $m_p = 0{,}09$ kg, otáčky $n = 83\,s^{-1}$, $r = 22$ mm.
5. Jednoduchá dělená ojniční hlava vznětového motoru (*obr. 40*) s vrtáním válců $D = 115$ mm a otáčkami $n = 21{,}7\,s^{-1}$ je z materiálu 12 050, $\lambda = 1/4$, zdvih $2\,r = 200$ mm, $d = 85$ mm, $l = 101$ mm, hmotnost úplného pístu $m_p = 2{,}6$ kg, ojnice $m_o = 9{,}6$ kg, z toho víka ojnice $m_{ov} = 1{,}2$ kg. Vypočtěte obdélníkový průřez víka o šířce $b = 75$ mm pro $\sigma_{Do} = 65$ MPa a dimenzujte 2 ojniční šrouby z materiálu 8G.

2.5.5 Klikové hřídele

1. Vysvětlete účel klikového hřídele. Které jsou jeho části?
2. Jak je možno spojovat části skládaných klikových hřídelů?
3. Načrtněte mazání klikového hřídele.
4. Uveďte materiály, které je možno použít pro klikové hřídele a vzájemně je porovnejte.
5. V *tabulce 11* jsou nebezpečné průřezy klikového hřídele, které se pevnostně kontrolují. Na základě znalostí z mechaniky naznačte obecně způsob jejich pevnostního výpočtu.

2.5.6 Setrvačníky

1. Jaká je funkce setrvačníku?
2. Jak lze početně vyjádřit nerovnoměrnost chodu?
3. Na čem závisí volba průměru a otáček setrvačníku?
4. Podle návodu v textu, znalostí z mechaniky a z předchozí látky (převody) odvoďte úplný pevnostní výpočet setrvačníku.

2.5.7 Výstředníkové mechanismy

1. Vysvětlete funkci výstředníků. Jaký je rozdíl mezi klikovým hřídelem a výstředníkem?
2. Jaká je bezpečnost výstředníkové tyče o průměru $d = 60$ mm a délce $l = 1\,900$ mm z oceli 11 500, je-li maximální tlačná síla ve výstředníkové tyči $F = 9\,500$ N?

2.6 Kulisové mechanismy

Podstatou kulisových mechanismů je vodicí hranolovité těleso – *kulisa*, v níž se pohybuje čtyřhran – *kámen*. Tímto mechanismem se podobně jako klikovým mechanismem mění otáčivý pohyb v pohyb posuvný.

Kulisové mechanismy jsou např. hlavním orgánem pro pohyb vodorovných obrážecích strojů.

Výhody kulisových mechanismů

1. Jednoduchost,

2. pohyb smýkadla je rovnoměrnější než u strojů poháněných obyčejným klikovým mechanismem,

3. rychlost smýkadla při zdvihu naprázdno je větší než rychlost jeho pracovního zdvihu, což znamená úsporu vedlejšího času,

4. délka zdvihu smýkadla je měnitelná posouváním klikového čepu v radiální drážce kliky.

Nevýhody

Použití kulisových mechanismů je omezeno na přenos menších sil, protože ztráty a opotřebení jsou podstatně větší než u klikových mechanismů a vzhledem ke způsobu přenosu.

Podle konstrukčního a funkčního provedení jsou kulisové mechanismy posuvné, kyvné a otáčivé.

Tab. 13. Posuvný pravoúhlý kulisový mechanismus

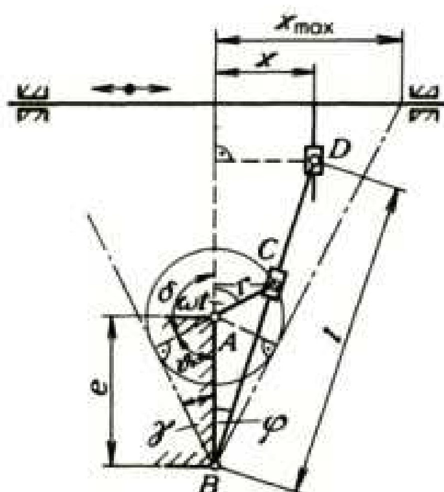
Schéma	Průběh kinematických veličin
a)	b)
1 – rám 2 – klika 3 – kámen 4 – posuvná kulisa r – poloměr kliky ω – úhlová rychlost t – čas ωt – úhel pootočení	Při ω = konst.: dráha kulisy $x = r \cdot \sin \omega t$, $x_{max, min} = \pm r$, rychlost $c = \frac{dx}{dt} = r \cdot \omega \cdot \cos \omega t$, $c_{max, min} = \pm r \cdot \omega$, zrychlení $a = \frac{d^2x}{dt^2} = -r \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t = -\omega^2 \cdot x$, $a_{max, min} = \pm r \cdot \omega^2$

2.6.1 Kulisové mechanismy posuvné

Pracují jako klikové mechanismy s nekonečně dlouhou ojnicí. V *tabulce 13* je schéma pravoúhlé posuvné kulisy, u níž osa dráhy kamene je kolmá ke směru vedení kulisy v rámu, s průběhem kinematických veličin.

2.6.2 Kulisové mechanismy kyvné

Klika je u těchto mechanismů krátká; vykonává celou otáčku, kdežto kulisa koná vratný kývavý pohyb. Schéma a kinematika jsou na *obr. 56*.



Obr. 56. Kyvný kulisový mechanismus pohonu vodorovné obrážečky

Dráha vedení: $x = l \,.\, \sin \varphi = \dfrac{l \,.\, \sin \omega t}{\sqrt{(e/r)^2 + 1 + 2(e/r) \,.\, \cos \omega t}}$;

$x_{max} = l \,.\, \sin \gamma = \dfrac{l \,.\, r}{e}$.

Celkový zdvih vedení: $L = 2x_{max} = \dfrac{2l \,.\, r}{e}$.

Doba pracovního zdvihu: $T_p = \dfrac{1}{n} \,.\, \dfrac{2\delta^\circ}{360^\circ} = \dfrac{\delta^\circ}{180 \,.\, n}$,

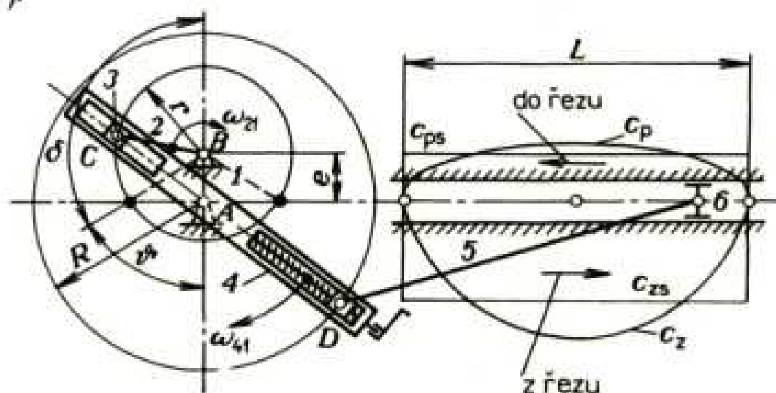
doba zpětného zdvihu: $T_z = \dfrac{\vartheta^\circ}{180^\circ \,.\, n}$,

součinitel zvýšení rychlosti: $\lambda = \dfrac{T_p}{T_z} = \dfrac{\delta}{\vartheta} = \dfrac{\delta^\circ}{180^\circ - \delta^\circ} = 2$ až $2{,}75$,

využití času: $\dfrac{T_p}{T_p + T_z} = \dfrac{\delta}{\delta + \vartheta} = \dfrac{\delta^\circ}{180^\circ} = 67$ až $73\,\%$

2.6.3 Kulisové mechanismy otáčivé

Mají čep kývání kulisy v bodě *A*, ležícím uvnitř kruhové dráhy čepu kamene *C* (*obr. 57*).

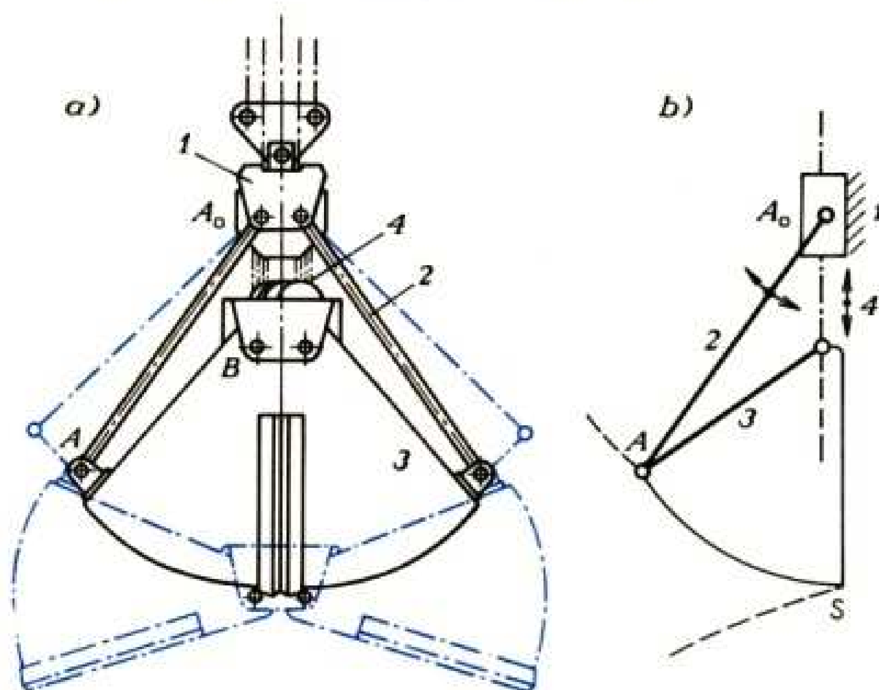


Obr. 57. Otáčivý kulisový mechanismus vodorovné obrážečky s diagramem průběhu rychlosti

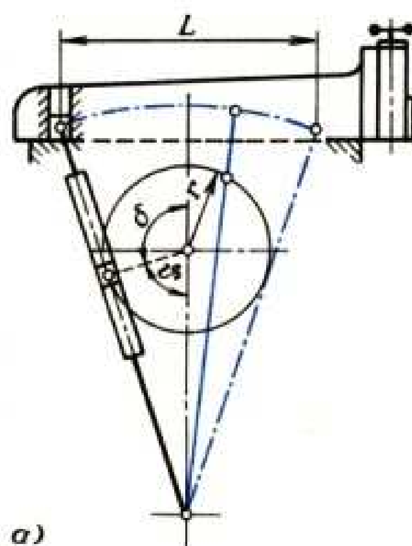
Součinitel zvýšení rychlosti: $\lambda = T_p/T_z = \delta/\vartheta$; poloměr *R* může být přestavitelný a součinitel λ zůstává nezměněn.

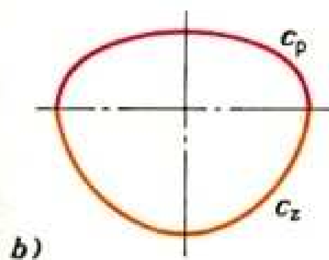
Využití času: $\dfrac{\delta}{\delta + \vartheta} \doteq 71$ až $75\,\%$. Převodové číslo: $i = \dfrac{\omega_{21}}{\omega_{41}}$, $i_{max} = \dfrac{r + e}{r}$, $i_{min} = \dfrac{r - e}{r}$

Příklady kulisových mechanismů jsou na *obr. 58, 59.*



Obr. 58. Kulisový mechanismus posuvný – drapák
a) náčrt uzavřeného a otevřeného drapáku, *b*) kinematické schéma poloviny drapáku
1 – smýkadlo zdvihacího lana, *2* – spojovací tyč, *3* – nádoba drapáku, *4* – kladky přídržného lana

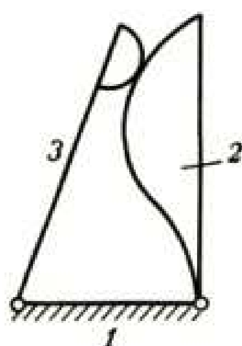




Obr. 59. Kyvný kulisový mechanismus u vodorovné obrážečky
a) celkové uspořádání, *b*) diagram rychlosti
c_p – pracovní rychlost, c_z – zpětná rychlost

2.7 Vačkové mechanismy

Vačkové mechanismy jsou rovinné nebo prostorové křivkové mechanismy skládající se ze tří členů (*obr. 60*). Křivkový člen je proveden jako vačka, tj. nekruhový kotouč s profilem odpovídajícím předem naprogramovanému průběhu koncového členu mechanismu. Místo vačky může být použit kotouč s tvarovou čelní drážkou nebo pravítko s křivkovým profilem; u prostorových mechanismů je vhodná např. válcová vačka (buben) s drážkovým vedením kladky (*tab. 14*).



Obr. 60. Tříčlenný křivkový mechanismus – základní tvar
1 – spojovací člen (rám),
2 – křivkový člen (hnací), *3* – hnaný člen

Uvedené mechanismy buď převádějí rotační pohyb na pohyb vratný posuvný či kývavý, nebo vytvářejí převod mezi dvěma posuvnými pohyby.

Vačkové mechanismy se používají např. v polygrafických, textilních a balicích strojích. Křivkové členy jsou vhodné u různých kopírovacích obráběcích strojů k řízení pohybu nástroje při obrábění křivkových těles, jako např. vodicí pravítka na soustruhu, dále jako zakřivené kotouče u podsoustružení. Automaty, které v sériové výrobě zvyšují produktivitu práce, mají pracovní ústrojí, která udělují nástrojům pohyby podle stanoveného pořadí operací ve výrobním postupu; základem těchto ústrojí jsou většinou vačky. U spalovacích motorů má na výkon motoru největší vliv rozvod, jehož podstatu tvoří ventily řízené vačkami.

Výhody vačkových mechanismů

1. Snadné dodržení určeného zákona pohybu hnaného členu.
2. Hnaný člen se může na určitý čas zastavit při plynulém pohybu hnacího členu.
3. Snadná zaměnitelnost pohybové závislosti, zdvihu i časů pohybů výměnnou vačkou.

Nevýhody

1. Přesná výroba vačky je obtížná vzhledem k nepravidelně zakřivené obrysové ploše.
2. Náhlá změna zrychlení způsobuje v členech mechanismu pružné deformace zkreslující pohybovou závislost.
3. Dochází k rychlému opotřebení ve styčných plochách, neboť se dosahuje velkého tlaku při styku zdvihátka s vačkou; tento nepříznivý vliv se zmenší, je-li použita kladka jako vložený člen.

Tab. 14. Rozdělení křivkových mechanismů

Rovinné křivkové mechanismy	Základní tvary	Pohon	Pohon	Pohon	Pohon
	Speciální tvary	Tangenciální vačka	R_1 R_2 R_3 Vačka s kruhovými boky	Talířový narážník	Pohon Dvojklika s nosičem křivky
Prostorové křivkové mechanismy		a) Silový styk	a) Silový styk	a) Křivkový kužel	
		Křivkový buben b) Tvarový styk	b) Tvarový styk	Křivkový globoid b)	

4. Působení setrvačné hmoty členů mechanismu vyžaduje zajištění stálého styku zdvihátka s vačkou buď drážkovými vačkami s vedením, nebo silovým stykem (zpravidla silou pružiny).

5. Vlivem měnící se síly pružiny se při každé otáčce mění také kroutící moment potřebný k pohonu vačkového hřídele; má-li stroj několik vaček se silovým stykem, může mít měnící se velikost kroutícího momentu při nevhodném úhlovém nastavení vaček nepříznivý vliv na chod stroje.

6. Vlivem vůle vznikají rázy, projevující se rychlým vzrůstem sil v členech mechanismu, které jsou více namáhány.

7. Dodržení předepsané vůle v mechanismu vyžaduje občasné seřizování.
8. Obvykle je nutné mazání povrchu vaček.
9. Provoz je dosti hlučný.

Druhy vačkových mechanismů. Nejrozšířenější jsou rovinné vačkové mechanismy, ačkoli i prostorové mechanismy (*tab. 14*), zejména s válcovou vačkou, jsou velmi časté jako řídicí ústrojí u různých automatických strojů.

Rovinný vačkový mechanismus se rozděluje podle charakteru pohybu hnaného a hnacího členu, který může být otáčivý, posuvný nebo obecný (složený).

2.7.1 Součásti vačkových mechanismů

Geometrický tvar křivkového *hnacího členu* určuje relativní pohyb hnaného členu proti spojovacímu členu. Příklady rovinných a prostorových křivkových členů jsou v *tab. 15*.

Hnaný člen je tzv. kulisa (klika) spojená se spojovacím členem otočným kloubem, nebo smýkadlo či zdvihátko se spojovacím kloubem posuvným (*tab. 14*). Dotyková část hnaného členu může mít tvar hrotu, břitu, válcové nebo kulové hlavy, klouzátka s pozitivním nebo negativním zakřivením nebo bez zakřivení. Hrot, břit nebo kulová hlava se vzhledem k nepříznivým tlakovým poměrům používají jen při malých rychlostech a silách. Ke zmenšení prokluzování se válcová hlava a klouzátko nahrazují kladkou.

2.7.2 Základy teorie vačkových mechanismů

Zákony pohybu

1. U jednoúčelových výrobních strojů (automatů)

Při návrhu vačkového mechanismu se nejdříve stanoví *zákon pohybu hnaného členu*, tj. závislost jeho pohybu na čase.

Někdy je pohyb hnaného členu zcela určen výrobním pochodem uskutečňovaným v navrhovaném stroji, jindy je třeba přemístit hnaný člen za určitý časový úsek z jedné polohy do druhé. V prvním případě je zákon pohybu hnaného členu známý, v druhém případě jej můžeme volit. Např. u automatického soustruhu se nůž posouvá mechanismem pro podélný posuv stálou rychlostí, zaručující potřebný posuv za 1 otáčku obrobku. Posuv nože je proto lineární funkcí úhlu pootočení vačky, čímž je dán zákon pohybu hnaného členu.

Často se zákon pohybu určuje jen pro jednu nebo několik fází pohybu hnaného členu, pro ostatní se může volit libovolně. Pro již zmíněný mechanismus se může volit pro přísuv nože k obrobku a pro jeho odsun libovolně.

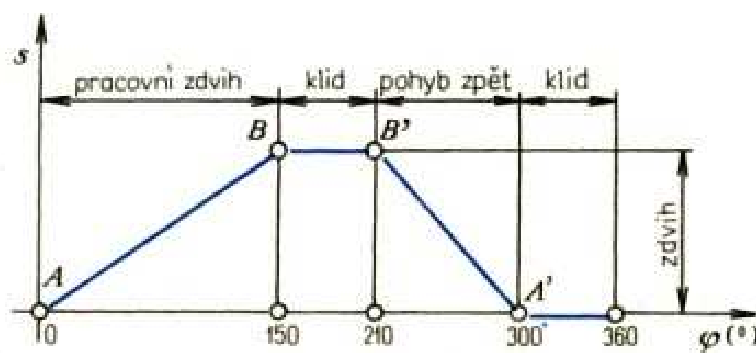
Nejrozšířenější jsou tyto zákony pohybu hnaného členu: *parabolický* (se stálým zrychlením na úsecích), *sinusový*, *kosinusový* a *lineární*.

Pro návrh vačkového mechanismu jsou funkcí hnaného členu ve stroji zpravidla

Tab. 15. Rovinné a prostorové křivkové členy

Rovinné křivkové členy	Prostorové křivkové členy
Název – vyobrazení	Název – vyobrazení
1. Kotouč s vnější křivkou	1. Válec s vnější křivkou (čelní křivka, plášťová křivka)
2. Kotouč s vnitřní křivkou	2. Válec s křivkovou drážkou (válcová křivka, bubínková křivka)
3. Kotouč s křivkovou drážkou: a) vnější křivka b) vnitřní křivka (a, b)	3. Válec s křivkovým výstupkem
4. Kulisa a) s vnější křivkou b) s vnitřní drážkou (a), b))	4. Kužel s vnější křivkou
5. Smýkadlo a) s vnější křivkou b) s vnitřní drážkou (a), b))	5. Kužel s křivkovou drážkou

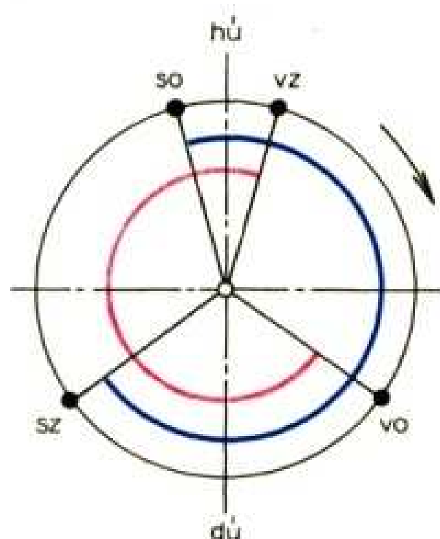
tyto veličiny: a) zdvih zdvihátka h, b) fáze pootočení vačky určené úhlem φ, příslušející časovým úsekům t, ve kterých se požaduje pohyb hnaného členu nebo jeho klid. Zjednodušeně kreslený diagram zdvihové čáry je na *obr. 61*.



Obr. 61. Diagram zdvihové čáry (zjednodušený)

2. U ventilových rozvodů spalovacích motorů

Zákon pohybu určuje závislost otevření a zavření ventilu na čase, popř. na úhlu pootočení klikového hřídele. Znázorňuje se v tzv. diagramu časování rozvodu (*obr. 62*), který je tvořen kružnicí, na jejímž obvodu jsou vyznačeny okamžiky otvírání a zavírání ventilů ve stupních pro klikový hřídel. Úhly v diagramu časování určují tvar vaček, ovládajících pohyb ventilů.



Obr. 62. Diagram časování rozvodu motoru osobního automobilu
hú – horní úvrať, dú – dolní úvrať, so – sací ventil otevírá, sz – sací ventil zavírá, vo – výfukový ventil otevírá, vz – výfukový ventil zavírá

2.7.3 Návrh vačkového ústrojí

1. Jednoúčelové výrobní stroje

Vyšetření profilu vačky s posuvným zdvihátkem vedeným na střed vačky (*obr. 63, 64, 65*). Zdvihátko je zakončeno hrotem. Zdvihová čára pohybu se řídí kosinusovým zákonem.

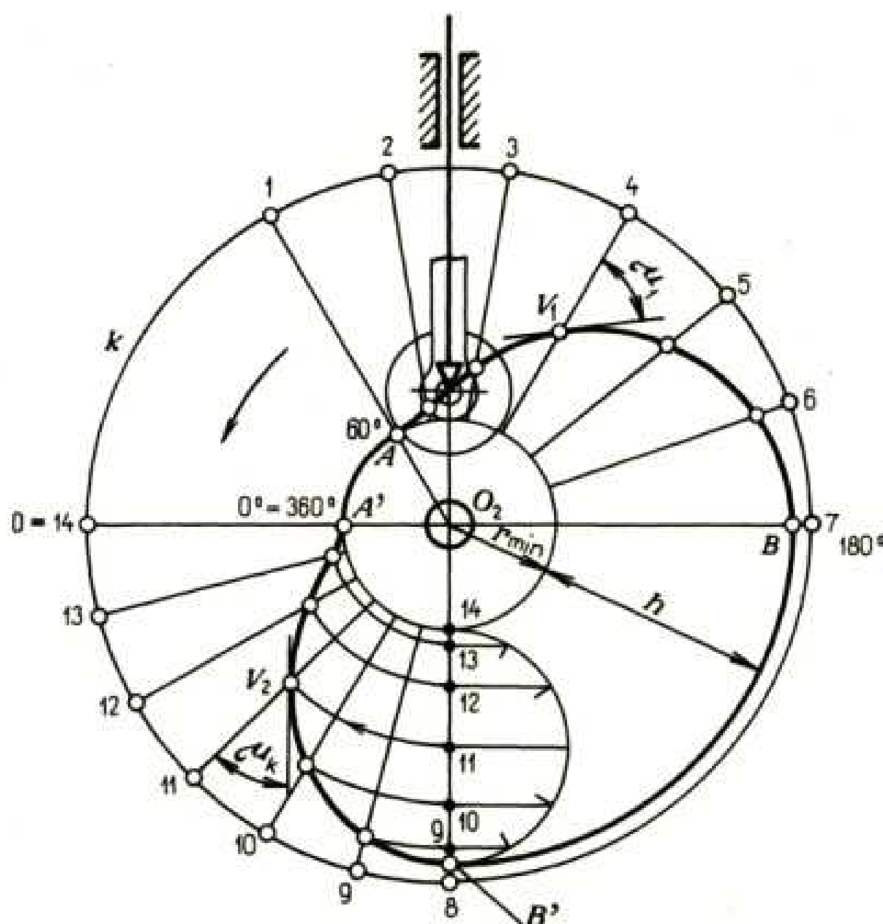
Profil vačky pro zdvihátko s kladkou se získá sestrojením ekvidistanty ke křivce profilu vačky pro zdvihátko s hrotem ve vzdálenosti zvoleného poloměru kladky.

Obr. 63. Diagram zdvihové čáry
Dáno: zdvih h, úhly φ_1, φ_2, φ_3, φ_4. Úsečka *O1* přísluší fázovému úhlu φ_1, který vyjadřuje klid zdvihátka ve spodní poloze; křivka *AB* určuje zdvihovou čáru zdvihátka při vzdalování za fázového pootočení vačky o úhel φ_2; úhel φ_3 vyjadřuje klid zdvihátka v horní pracovní poloze, křivka *B'A'* znázorňuje zdvihovou čáru zdvihátka při přibližování odpovídajícím pootočení vačky o úhel φ_4

Obr. 64. Grafické zjištění poloměru r_{min} základní kružnice vačky
Zvoleno: $\mu_k = 45°$. V levé části *obr. 63* se zjistí graficky pomocí $k = L/2\pi$ a úhlů τ_1 a τ_2 úsečky $k \cdot \mathrm{tg}\, \tau_1$ a $k \cdot \mathrm{tg}\, \tau_2$, které se přenesou do *obr. 64* na kolmici vztyčenou k úsečce *AB* v bodě $V_1 \equiv V_2$. Bod V_1 leží v polovině úsečky AB = zdvihu zdvihátka h. V bodech W_1 a W_2 se sestrojí úhly tlaku $\mu_k = 45°$. Na prodloužení úsečky *AB* dostaneme průsečík O_2 a vzdálenost O_2A je poloměrem základní kružnice vačky r_{min}. Spojením bodů W_1 a O_2 vznikne výhodný úhel tlaku $\mu_1 > \mu_k$, příslušící fázi vzdalování zdvihátka. V druhé části vačkového profilu, tj. při přibližování zdvihátka, vznikne nevýhodný úhel tlaku $\mu < \mu_k$ (příkré stoupání profilu), který nepoužijeme

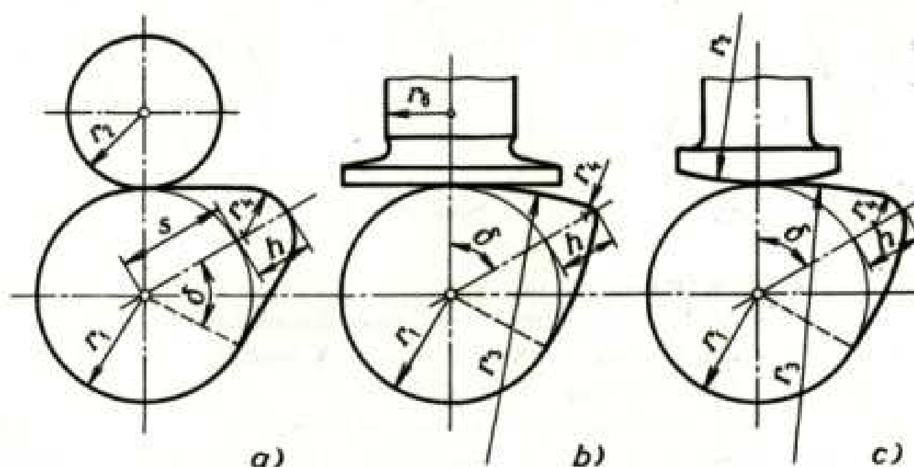
Tvar vačky závisí na žádaném průběhu zdvihu ventilu a na druhu zdvihátka, které použijeme (*obr. 66*).

U navržené vačky se graficky nebo výpočtem zjistí průběh zdvihu s, rychlosti v, zrychlení a pro zdvihátko (*obr. 67*). Cílem řešení vačky je zjištění maximální hodnoty zrychlení. Aby nedošlo k pozdnímu zavírání ventilu působením setrvačných sil, jsou nejvyšší hodnoty zrychlení omezeny, např. u motorů osobních automobilů $a_{max} = 800\ m.s^{-2}$, u závodních automobilů až $1\,500\ m.s^{-2}$.

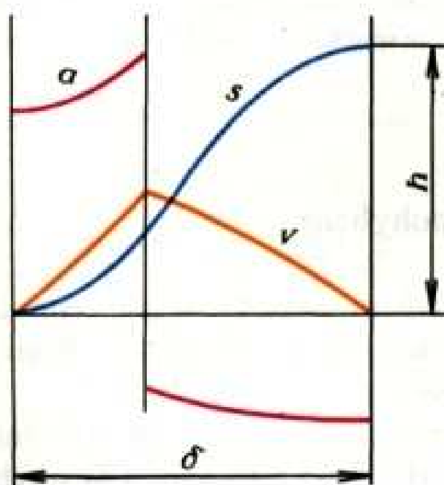


Obr. 65. Konstrukce profilu vačky
Na základní kružnici o poloměru r_{min} (viz *obr. 64*) přeneseme z *obr. 63* pořadnice úměrné zdvihům zdvihátka v jednotlivých fázích otáčení vačky. Poloměrem o něco větším než $r_{min} + h$, se opíše pomocná kružnice a rozdělí se na stejný počet dílů jako osa úseček zdvihové čáry zdvihátka (*obr. 63*, bod *0* až *14*). Dělicí body se nanesou proti smyslu otáčení vačky, označí se stejně jako na zdvihové čáře a spojí se se středem otáčení vačky. Na takto sestrojené paprsky se nanesou příslušné délky pořadnic (částečné zdvihy zdvihátka) od základní kružnice s poloměrem r_{min} ven. Spojením koncových bodů plynulou křivkou dostaneme profil vačky pro zdvihátko s hrotem. Profil vačky pro zdvihátko s kladičkou dostaneme sestrojením ekvidistanty k uvedené křivce ve vzdálenosti voleného poloměru kladky. Pro přehlednost je v obrázku zakreslen jen postup pro kosinový přechod mezi body *B'* a *A'* pro fázi přibližování zdvihátka

Grafické řešení rozvodu je rychlé a dostatečně přesné, výhodné je použít měřítko 10 : 1. Na *obrázku 68* je grafické řešení *tangenciální vačky.*



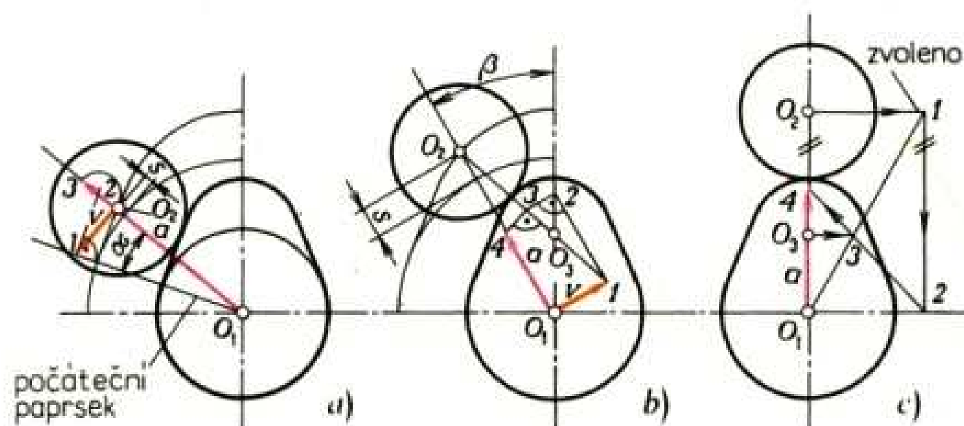
Obr. 66. Nejběžnější tvary vaček
a) tangenciální vačka se používá u zdvihátek s kladičkou,
b) harmonická vačka pracuje se zdvihátkem s plochým talířkem,
c) vačka s vypouklým bokem zabírá se zdvihátkem s kruhovým bokem



Obr. 67. Tangenciální vačka
Průběh zdvihu *s*, rychlosti *v*, zrychlení *a*; *h* – maximální zdvih, *δ* – poloviční úhel rozevření vačky

2.7.4 Provoz vačkových mechanismů

Uložení hřídelů vaček musí být bez vůle, aby se nepříznivě neovlivnil průběh zdvihové čáry. Povrch vaček má odolávat otěru; přesto je nutno občas kontrolovat tvar vačky. Styková plocha mezi vačkou a dotykovým členem musí být mazána. K zaručení správné funkce rozvodu je nutno dodržet na ventilu předepsanou vůli, která bývá nastavitelná.



Obr. 68. Grafické řešení tangenciální vačky
a) Bok vačky. Zdvih zdvihátka s zjistíme u všech následujících řešení jako vzdálenost kladičky O_2 od základní kružnice. Rychlost zdvihátka: V bodě O_2 vztyčíme kolmici na O_2O_1, která protne počáteční paprsek v bodě *1*. Pak $v = \omega \,.\, O_2 1$, kde ω je úhlová rychlost vačkového hřídele, $O_2 1$ odměříme z diagramu (m). Zrychlení zdvihátka: V bodě *1* vztyčíme kolmici na počáteční paprsek a zjistíme její průsečík *2* s daným paprskem. Vzdálenost $O_2 2$ naneseme na paprsek O_2O_1 směrem od středu O_1 pomocí kružnice a dostaneme bod *3*. Pak: $a = \omega^2 \,.\, O_1 3$.
b) Vrchol vačky. Rychlost: V bodě O_1 vztyčíme kolmici na O_2O_1, její průsečík se spojnicí O_2O_3 bude bod *1* (O_3 – střed křivosti vrcholu vačky). pak $v = \omega \,.\, O_1 1$. Zrychlení: Z bodu *1* vedeme rovnoběžku s O_1O_2 až po průsečík s osou vačky *2*, dále kolmici na *12* a z jejího průsečíku *3* se spojnicí O_2O_3 sestrojíme kolmici na O_2O_3 až po průsečík s O_1O_2 v bodě *4*. Platí $a = \omega^2 \,.\, O_1 4$.
c) Osa vačky. Zrychlení: Středem kladičky O_2 vedeme kolmici k ose vačky a na ní zvolíme libovolný bod *1*, kterým vedeme rovnoběžku s osou vačky až získáme bod *2*. Bodem O_3 vedeme kolmici k ose vačky až po průsečík *3* se spojnicí $O_1 1$. Spojnice *23* vytne na ose vačky bod *4*; pak $a = \omega^2 \,.\, O_1 4$.

2.8 Mechanismy s přerušovaným pohybem

Hnací součást pohybuje hnanou součástí, která střídá pohyb s klidovými plohami.

Mechanismy s přerušovaným pohybem mění kývavý nebo plynulý otáčivý pohyb na pohyb přerušovaný, a to otáčivý nebo posuvný.

Uvedené mechanismy se používají v elektrotechnice k náhlému ovládání spojení obvodů, hlavně však v přesné mechanice a hodinářství jako pohybové mechanismy.

Výhody mechanismů s přerušovaným pohybem

1. Některé pracují velmi rychle.
2. Možnost jemné regulace pohybu hnaného ústrojí.
3. Zdvih podávacího ústrojí nebo dráha natočení jsou v jistých mezích nebo libovolně nastavitelné.

Nevýhody

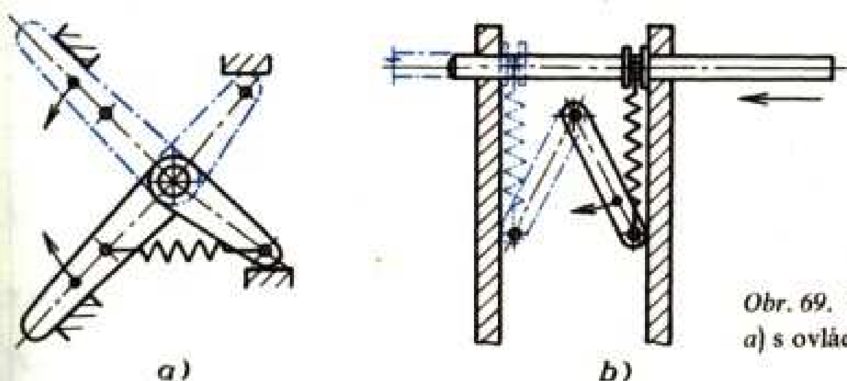
1. Výroba a montáž jsou obtížné.
2. Značné opotřebení a nebezpečí poškození základních součástí.

3. Velké pasivní odpory.
4. Rázy v mechanismu a hlučný provoz.
5. Součásti mají velké rychlosti a zrychlení, čímž vznikají velké setrvačné síly.
6. Nebezpečí protočení (přeskočení) hnané součásti.
7. Zpravidla nutné blokovací zařízení.

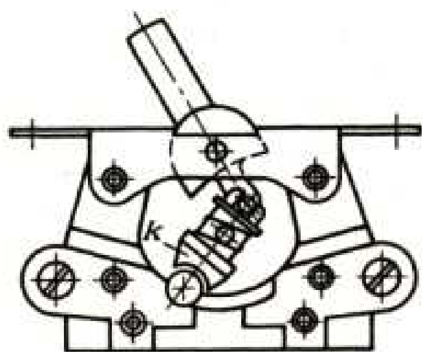
Skupinu mechanismů s přerušovaným pohybem tvoří: *mechanismy mžikové, podávací a krokové.*

2.8.1 Mžikové mechanismy

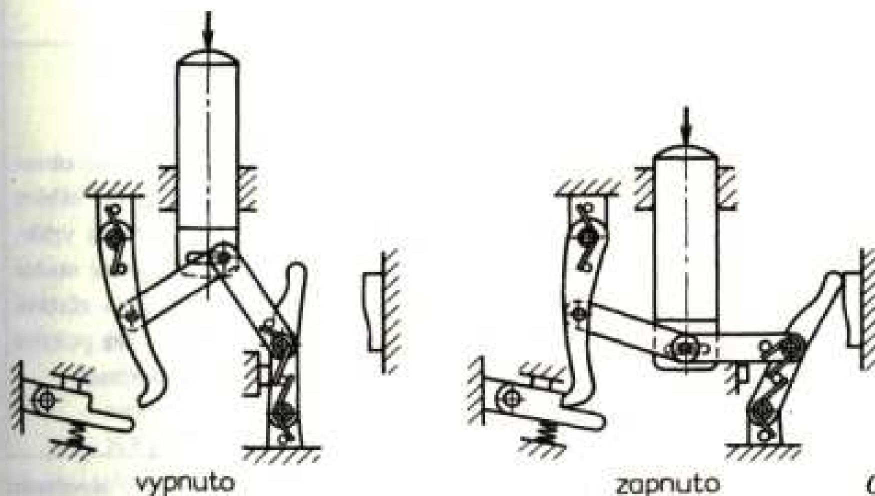
Používají se u vypínačů a přepínačů k vypínání a zapínání proudového obvodu (*obr. 69*).



Obr. 69. Princip mžikových mechanismů *a*) s ovládací páčkou, *b*) s tlačítkem



Obr. 70. Mžikový vypínač
k – kontakt



Obr. 71. Mžikový přepínač

Tab. 16. Druhy podávacích mechanismů

	Název a schéma	Popis a funkce
Pohyb poháněcího členu kývavý	1. Západkový podávací mechanismus s jednou západkou a) b)	a) poháněná součást se otáčí b) poháněná součást se posouvá *1* – vratně kyvný podávací člen, *2* – podávací západka, *3* – poháněný člen (rohatka), *4* – blokovací (zádržná) západka Při každém zdvihu (kroku) západky dopředu se rohatka *3* pootočí nebo posune o jednu nebo několik roztečí zubu. Při pohybu kyvného členu *1* vzad vykývne západka naprázdno
	2. Západkový podávací mechanismus se dvěma západkami	*1* – vratně kyvný podávací člen, *2* – podávací západka tlačná, *3* – podávací západka tažná, *4* – poháněný člen (rohatka) Při pohybu kyvného členu *1* v obou smyslech pootáčí se rohatka *4* střídavě západkami *2* a *3*
Pohyb poháněcího členu plynulý otáčivý	3. Stavítkový podávací mechanismus	*1* – kotouč, *2* – maltézský kříž, *3* – cévový zub Hnací kotouč *1* zapadá v klidové poloze do obvodového vybrání maltézského kříže *2*. Při záběru se musí cévový zub kotouče *3* pohybovat vzhledem k hnanému členu radiálně. Při jedné otáčce rovnoměrně se otáčejícího hnacího kola zůstává maltézský kříž po 3/4 otáčky v klidu a za pohybu trvajícího 1/4 doby se zrychlí a opět zpomalí

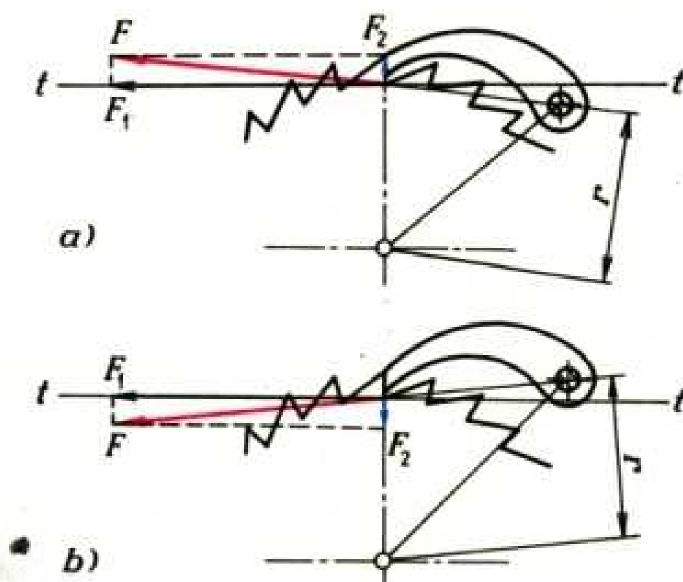
Pokračování

	Název a schéma	Popis a funkce
Pohyb poháněcího členu plynulý otáčivý	4. Drapákový podávací mechanismus	*1* – klika, *2* – drapák Posuv pásu po přítrzích se uskuteční pohybem, který lze rozložit na dvě složky, následující za sebou s jistým fázovým posunutím. Nejdříve pohyb vpřed s pásem a volného unášeče zpět, potom jeho pohyb k prvnímu kolmý pro nové uchopení pásu

Ovládací páčka nebo tlačítko napíná pružinu. Poháněná součást (kontakt) se překlopí v okamžiku, kdy moment pružiny překoná pasívní moment tření a moment setrvačnosti kontaktu. Okamžik, v němž se dá poháněná součást do pohybu, není proto určitý a nastává při různých polohách ovládacího členu. Tyto mechanismy se nehodí pro zařízení, u nichž se požaduje naprostá přesnost zapnutí nebo vypnutí. Mžikový vypínač je na *obr. 70* a mžikový přepínač na *obr. 71*.

2.8.2 Podávací mechanismy

Používají se k podávacímu pohybu poháněné součásti po přítrzích. Pohyb podávacího členu se mění v jednosměrný přerušovaný pohyb poháněného členu (*tab. 16*).

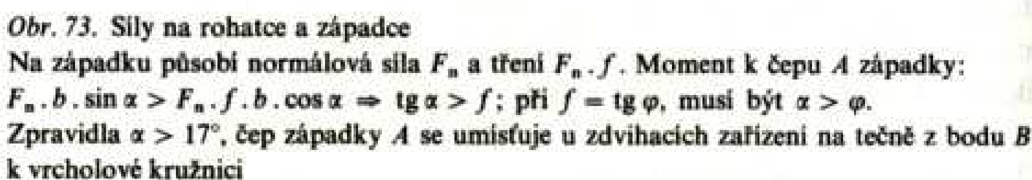


Obr. 72. Záběr západky. Je v tečném směru (*t–t*) k patní kružnici rohatky, účinné boky zubů jsou radiální. Tlak západky na plochu zubu $F = M/r$, kde M je točivý moment přenášený na rohatku

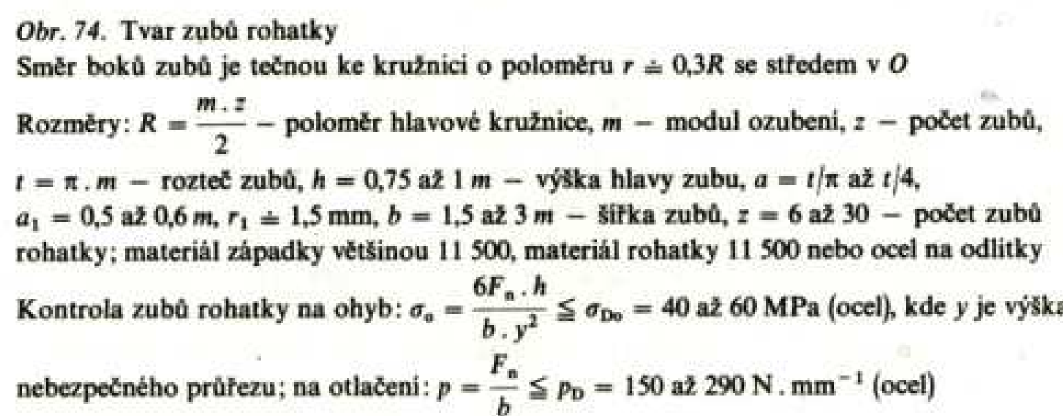
a) Čep západky leží pod tečnou, radiální složka F_2, směřující ven, odtlačuje západku – nespolehlivý záběr (špatné)

b) Čep západky leží nad tečnou, radiální složka F_2, směřující dovnitř, přidržuje západku v záběru (správné)

Podávací mechanismy se zubovými západkami. U nesamosvorných zdvihacích mechanismů se používají zubové zdrže k zadržení břemene, přestane-li působit hnací síla. Záběr západky s rohatkou je na *obr. 72*, silové poměry na *obr. 73* a tvar

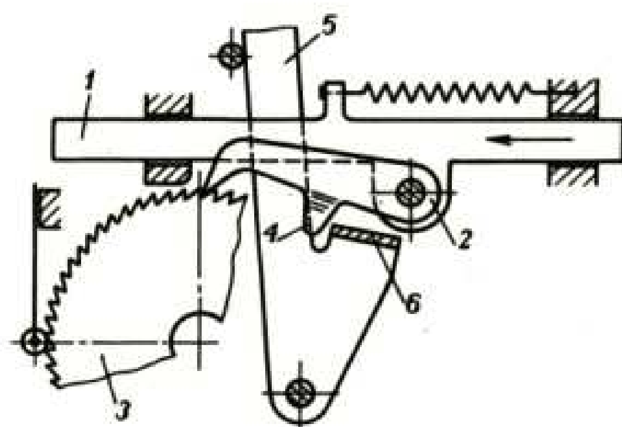


Obr. 73. Síly na rohatce a západce
Na západku působí normálová síla F_n a tření $F_n \cdot f$. Moment k čepu A západky: $F_n \cdot b \cdot \sin\alpha > F_n \cdot f \cdot b \cdot \cos\alpha \Rightarrow \operatorname{tg}\alpha > f$; při $f = \operatorname{tg}\varphi$, musí být $\alpha > \varphi$.
Zpravidla $\alpha > 17°$, čep západky A se umisťuje u zdvihacích zařízení na tečně z bodu B k vrcholové kružnici

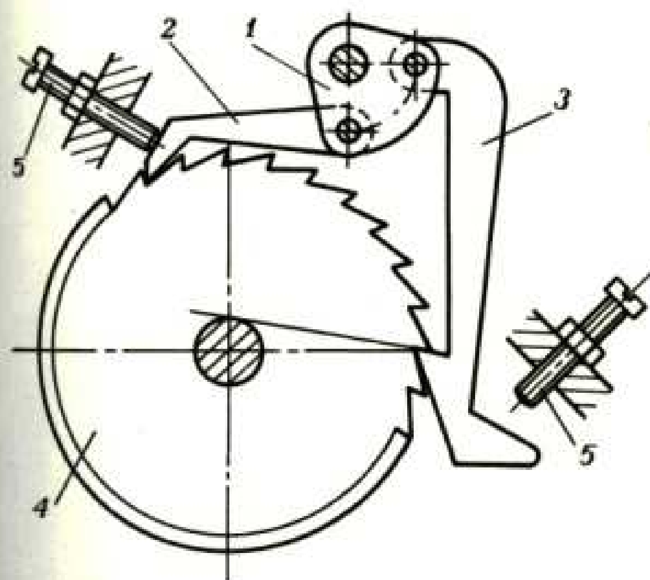


Obr. 74. Tvar zubů rohatky
Směr boků zubů je tečnou ke kružnici o poloměru $r \doteq 0{,}3R$ se středem v O
Rozměry: $R = \dfrac{m \cdot z}{2}$ – poloměr hlavové kružnice, m – modul ozubení, z – počet zubů, $t = \pi \cdot m$ – rozteč zubů, $h = 0{,}75$ až $1\,m$ – výška hlavy zubu, $a = t/\pi$ až $t/4$, $a_1 = 0{,}5$ až $0{,}6\,m$, $r_1 \doteq 1{,}5$ mm, $b = 1{,}5$ až $3\,m$ – šířka zubů, $z = 6$ až 30 – počet zubů rohatky; materiál západky většinou 11 500, materiál rohatky 11 500 nebo ocel na odlitky
Kontrola zubů rohatky na ohyb: $\sigma_o = \dfrac{6F_n \cdot h}{b \cdot y^2} \leq \sigma_{Do} = 40$ až 60 MPa (ocel), kde y je výška nebezpečného průřezu; na otlačení: $p = \dfrac{F_n}{b} \leq p_D = 150$ až $290\ \mathrm{N \cdot mm^{-1}}$ (ocel)

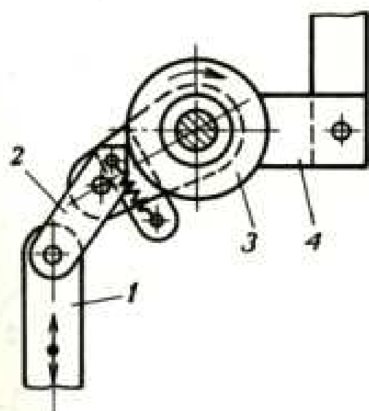
zubu rohatky na *obr. 74*. Příklady použití západkových podávacích mechanismů se zubovými západkami jsou na *obr. 75, 76*.



Obr. 75. Západkový podávací mechanismus s obousměrnou blokovací zarážkou pro posuv papíru o řádkovou mezeru u psacího stroje
1 – posuvná tyč, 2 – západka, 3 – rohatka, 4 – nos západky, 5 – páčka, 6 – vyhnutý jazýček páčky



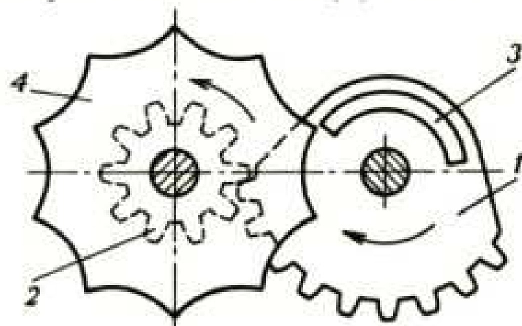
Obr. 76. Podávací mechanismus s oboustrannou západkou dálkově řízených elektrických hodin
1 – kývající člen poháněný elektromagnetem, 2 – tlačná západka, 3 – tažná západka, 4 – rohatka, 5 – stavěcí šrouby



Obr. 77. Podávací mechanismus se svěrnými západkami pro držák konceptu u psacích strojů
1 – táhlo, 2 – západka, 3 – kotouč, 4 – brzda

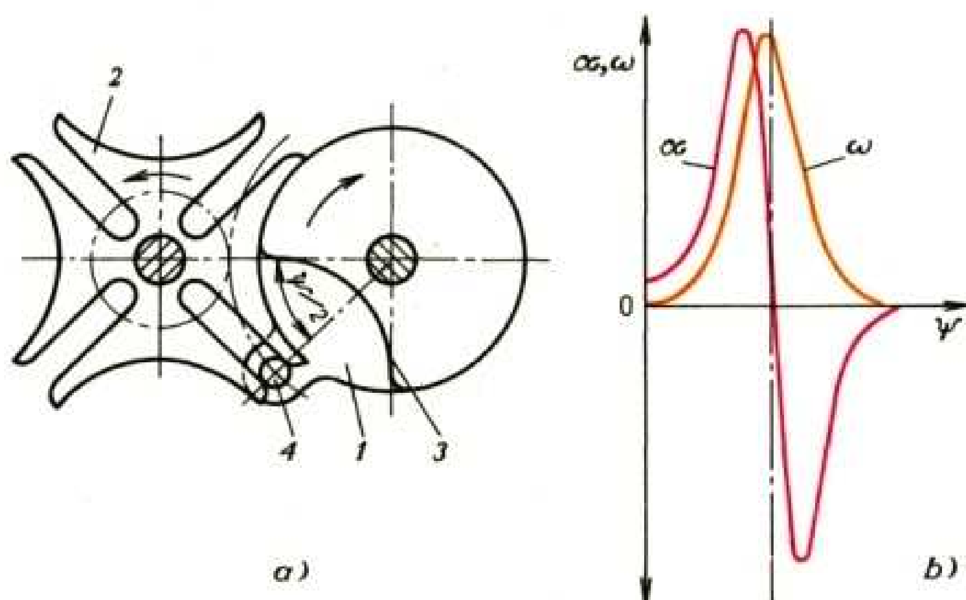
Podávací mechanismy se svěrnými západkami. Vedená součást je spojena s hladkým kotoučem, natáčeným svěrnou západkou. Poněvadž kotouč je unášen jen silovým stykem, tj. třením, lze těchto mechanismů používat jen tam, kde nezáleží na přesném dodržení délky natočení. Výhodou je, že dráhu natáčení lze libovolně nastavit (*obr. 77*).

Stavítkové podávací mechanismy jsou na *obr. 78 až 81*.



Obr. 78. Zubový podávací mechanismus se stavítkovým kotoučem pro převodové ústrojí počitadel

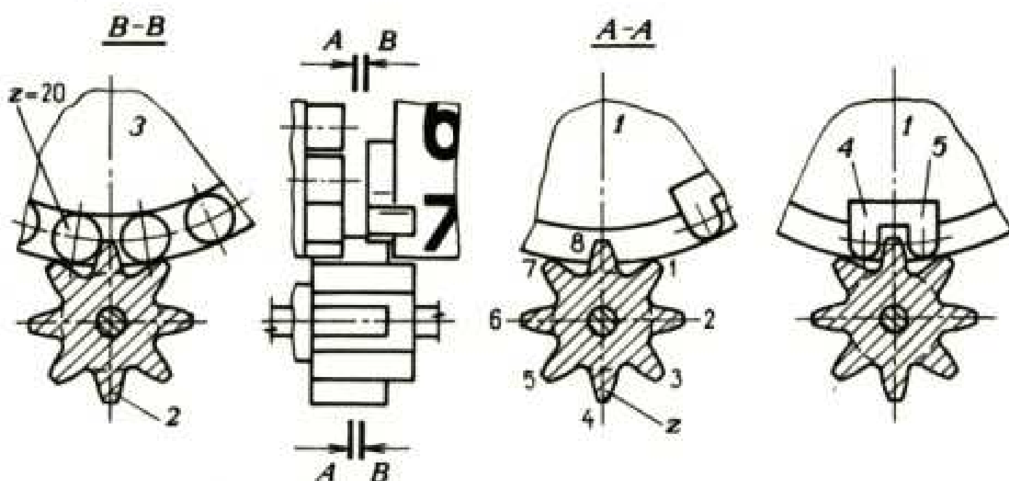
1 – hnací člen: ozubený segment s 9 zuby, *2* – hnaný člen: ozubené kolo s 10 zuby, *3* – obloukovitý výstupek, *4* – obvodová vybrání. Otočí-li se segment o 1 otáčku, pootočí se kolo o 0,9 otáčky a 0,1 otáčky je v klidu

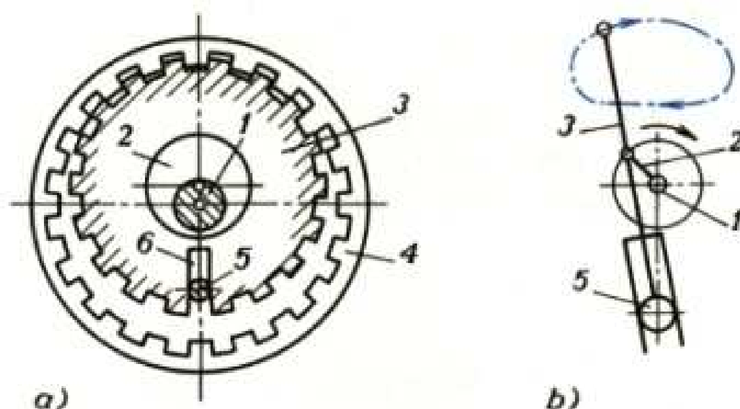


Obr. 79. Jednozubý stavítkový mechanismus s maltézským křížem

a) *1* – hnací člen, *2* – hnaný člen, *3* – výstupek, *4* – cévový zub.

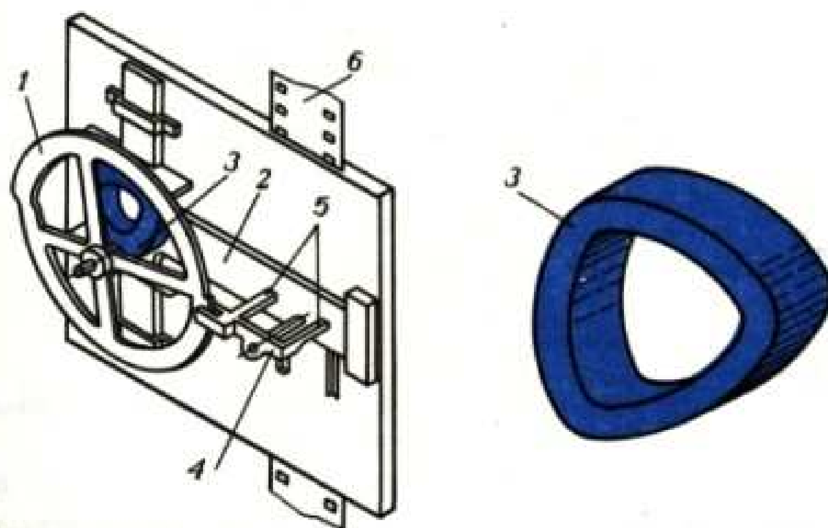
b) Průběh úhlové rychlosti ω a úhlového zrychlení α v závislosti na úhlu pootočení hnacího členu ψ





Obr. 81. Výstředný podávací mechanismus otáčkoměrů
a) konstrukční provedení, *b*) kinematické schéma.
1 – hřídel, *2* – výstředník na hřídeli, *3* – ozubené kolo ($z_3 = 18$), *4* – ozubené kolo ($z_4 = 20$), *5* – čep (nehybný) k vedení kola *3*, *6* – výřez v kole *3*. Při pohybu hřídele ve smyslu hodinových ručiček je vnější kolo unášeno a pootočeno o ($z_4 - z_3$) zubové rozteče (zde o 2)

Drapákový podávací mechanismus je na *obr. 82*.

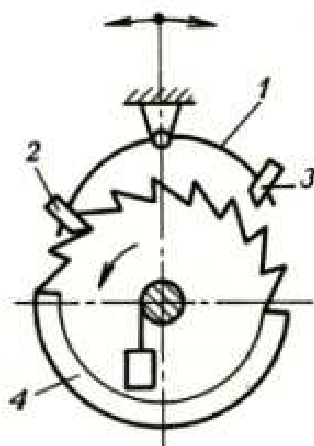


Obr. 82. Drapákový podávací mechanismus pro posuv filmového pásku
1 – plechový kotouč, *2* – sáně, *3* – trojoblouková vačka, *4* – drapáková vidlice, *5* – čepy vidlice, *6* – filmový pásek

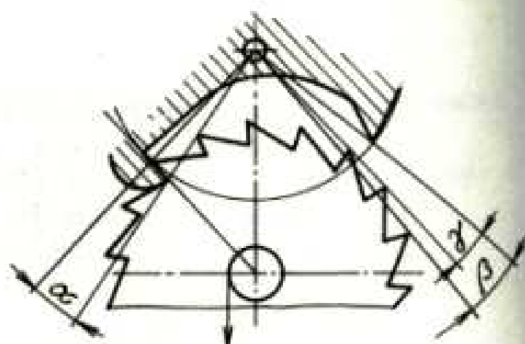
◀ *Obr. 80.* Dvouzubový podávací mechanismus počitadel elektroměrů, tachometrů apod.
1 – hnací kolo, *2* – mezikolo, *3* – hnané kolo, *4*, *5* – cévové zuby, $z_{1,3,5,7}$ – široké zuby, $z_{2,4,6,8}$ – úzké zuby. V dekadickém počitadle musí být 20 zubů, aby po deseti otáčkách hnacího kola vykonalo hnané kolo jednu otáčku

2.8.3 Krokové mechanismy

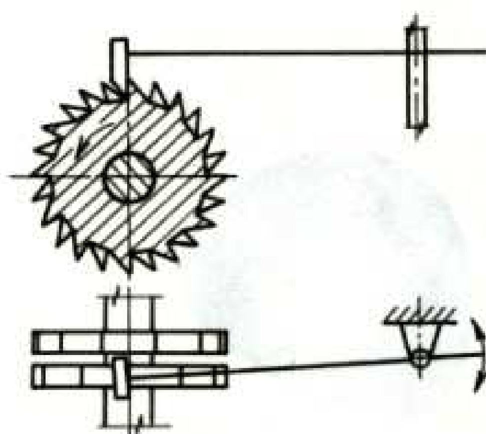
Jako krok se v časoměřičské technice označuje mechanismus složený z kotvy (sem a tam kývající člen), která je v mnoha případech ovládána kyvadlem (kyvný regulátor) a pracuje společně se stoupacím kolem (ozubené kolo).



Obr. 83. Krokový západkový mechanismus
1 – kývající krokový člen (kotva),
2, 3 – západky, 4 – rohatka (stoupací kolo)



Obr. 84. Tvar zubů a západek
$\alpha < \beta$ – podmínka, aby levá západka vyšla ze záběru dříve než se pravá západka setká se hřbetem zubu, $\alpha > \gamma$ – podmínka, aby se pravá západka setkala se zubem dříve, než levá západka vyjde ze záběru



Obr. 85. Krokový mechanismus pro rychlé podávání

Mají-li se při každém podávacím kroku uvést náhle do pohybu větší hmotnosti, je zapotřebí značné síly. K pohonu hřídelů západkovými podávacími mechanismy stačí naopak malá síla, jestliže hřídel, který je trvale pod vlivem hnací síly z akumulátoru energie, se jen řídí, tj. přerušovaně kývajícím krokovým členem zastavuje a uvolňuje. Nevýhodou je, že akumulátor energie (zpravidla pružina) se musí čas od času znovu nabíjet.

Schéma *krokového západkového mechanismu* je na *obr. 83*. Kývavý (krokový) člen, zabírající střídavě západkami se zuby rohatky, dovoluje pokaždé další pootočení o polovinu rozteče zubů.

Kluzné plochy konců západek se dělají tak, aby v poloze záběru měly radiální směr. Tím se zajistí, že se kolo při zdvihání nebo klesání západek neotáčí zpět (*obr. 84*).

U velmi rychle pracujících krokových mechanismů má být hmotnost pohybovaného členu co nejmenší. Tak např. elektrické dálnopisy (*obr. 85*) mají dvě vedle sebe umístěná a o půl rozteče přesazená kroková kola, která jsou vratným pohybem jednoduchého krokového členu střídavě zdržována. Tímto provedením lze dosáhnout až padesát zdržovacích kroků za sekundu.

2.9 Regulační a brzdicí mechanismy

Regulační techniku lze z praktického i teoretického hlediska považovat za základ automatizace, která otevírá velké možnosti zvyšování produktivity společenské práce a přetváření jejího charakteru.

U strojů se udržuje stálá rychlost pohybu tak, že se přiváděná energie rovná spotřebované energii. Tento způsob regulace zajišťuje nejhospodárnější využití energie.

U přístrojů přesné mechaniky se používá jednodušší regulace, spočívající v tom, že hnací energie je větší než zátěžná a její přebytek se maří brzděním.

Regulační a brzdicí mechanismy mají za úkol řídit průběh rychlosti pohybu, který vykonává součást pod vlivem vnější síly.

Rozdělení regulačních a brzdicích mechanismů

1. mechanismy k udržování stálé rychlosti stroje – *rychlostní regulátory,*
2. mechanismy:
   a) k zpomalování rychlosti součásti až do klidu – *mechanismy brzdicí,*
   b) k uklidnění pohybu součásti kmitající kolem rovnovážné polohy – *mechanismy tlumicí.*

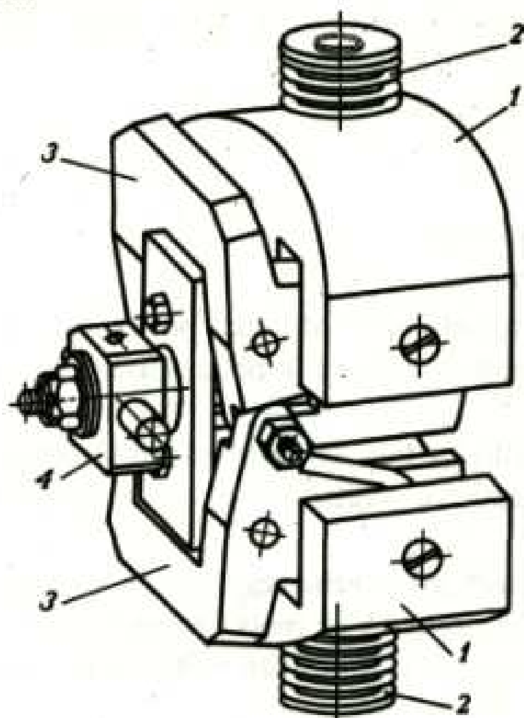
2.9.1 Rychlostní regulátory

Zatímco setrvačník vyrovnává nerovnoměrnosti běhu stroje způsobené klikovým ústrojím v průběhu každé otáčky, vyrovnává regulátor nerovnoměrnosti způsobené změnami zatížení stroje, které zpravidla trvají několik otáček.

Odstředivé regulátory

Odstředivá síla F_C je vyvozena hmotností dvou otáčejících se závaží, zátěžná síla F_z pružinou. Při jmenovitých otáčkách n jsou tyto síly v rovnováze $F_C = |F_z|$. Změní-li se rovnovážné otáčky na jiné, $n' = n(1 + \delta)$, kde $\delta = \Delta n/n$ je poměrná změna otáček, vznikne přestavující síla $F_s = F_C - F_z$, která přestavuje regulátor podle změny zatížení. Tato výslednice sil se přenáší objímkou na regulační páku, která zvětšuje nebo zmenšuje množství energie přiváděné do stroje. Například u regulátoru vstřikovacího čerpadla vznětových motorů (*obr. 86*) působí regulační páka

na ozubený hřeben ovládající polohu pístku vstřikovací jednotky. Tím se řídí množství vstřikovaného paliva v závislosti na zatížení motoru při konstantních otáčkách.



Obr. 86. Regulátor vstřikovacího čerpadla vznětového motoru. Poloha při nejvyšších dovolených otáčkách
1 – závaží, *2* – pružina, *3* – páka závaží, *4* – objímka

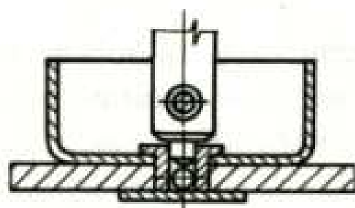
Regulátory s třením mezi tuhými tělesy

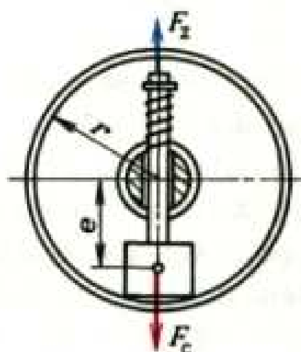
Jednoduchý radiální regulátor (*obr. 87*). Závaží je upevněno na kolíku, který se může posouvat v otvoru hřídele, jehož rychlost má být stálá. Pružina odtlačuje závaží od brzdové dráhy válcového pláště. Při větší rychlosti otáčení se závaží přitlačí k plášti, čímž vznikne třecí brzdicí moment M_T.

Velikost odstředivé síly:

$$F_C = m \,.\, e \,.\, \omega^2 = m \,.\, e \,.\, (2\pi \,.\, n)^2 \,,$$

kde m je hmotnost závaží,
e – vzdálenost těžiště závaží od osy rotace,
$\omega = 2\pi \,.\, n$ – úhlová rychlost.





Obr. 87. Princip odstředivého regulátoru s třením

Při otáčení vznikne mezi odstředivou silou F_C, zátěžnou silou pružiny F_z a třecím brzdicím momentem M_T vztah:

$$M_T = (F_C - F_z) . f . r ,$$

kde f je součinitel tření,
r – poloměr válcového pláště.

Po dosazení za F_C:

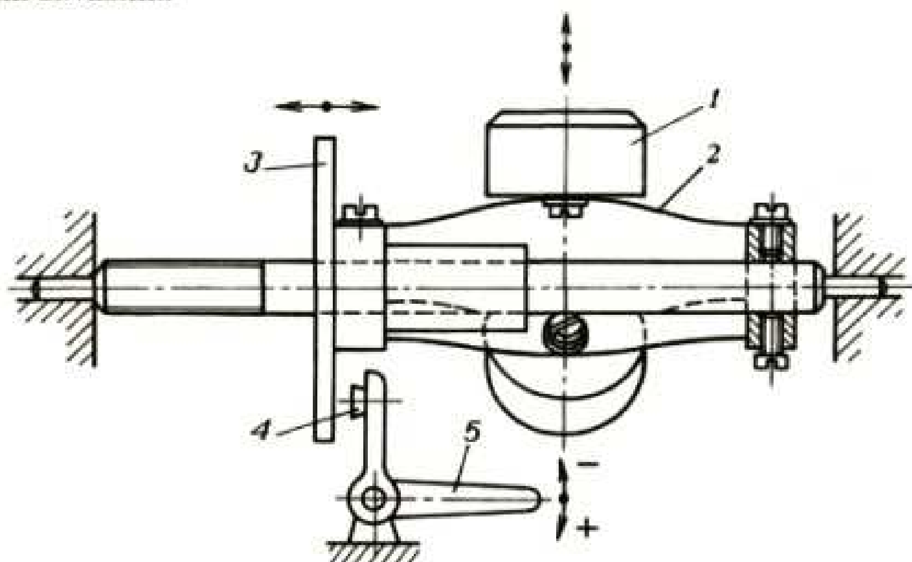
$$M_T = m . e . (2\pi . n)^2 . f . r - F_z . f . r .$$

Regulátor počítáme pro tzv. mezní otáčky n_0, tj. otáčky, při nichž je brzdicí moment nulový, tedy kdy závaží právě začíná doléhat na brzdovou dráhu.

Je-li tedy $M_T = 0$, pak

$$n_0 = \frac{1}{2\pi} . \sqrt{\frac{F_z}{m . e}} .$$

Se zřetelem na klidný chod se používají regulátory se dvěma souměrně uloženými brzdicími závažími.



Obr. 88. Axiální regulátor gramofonového strojku
1 – tři závaží, *2* – tři ploché pružiny, *3* – třecí kotouč, *4* – brzda, *5* – regulační páčka. Rychlost otáčení lze regulovat vychýlením brzdy *4* regulační páčkou *5*

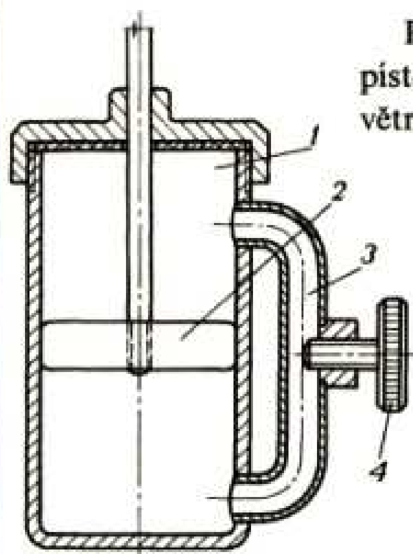
Axiální regulátory se používají, má-li z důvodů prostorového uspořádání brzdicí tlak působit ve směru osy regulátoru (*obr. 88*).

Regulátory s kapalinným třením

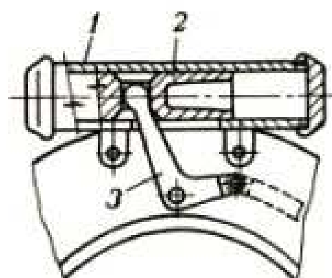
Navrhují se jako pístové a jsou proto vhodné k řízení přímočarých pohybů (*obr. 89*).

Regulátory se vzduchovým třením

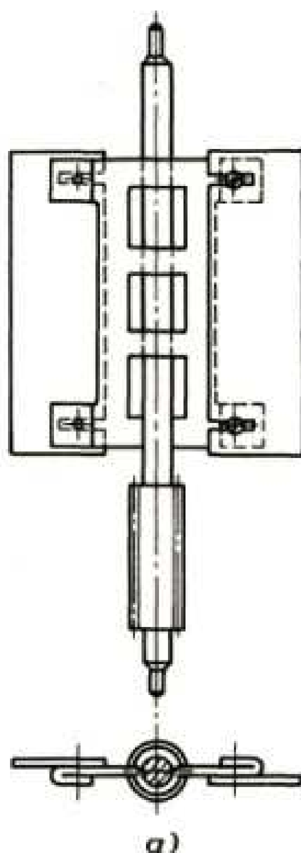
Podle druhu řízeného pohybu jsou:
pístové regulátory k regulaci přímočarého pohybu (*obr. 90*),
větrníkové regulátory k regulaci otáčivého pohybu (*obr. 91*).

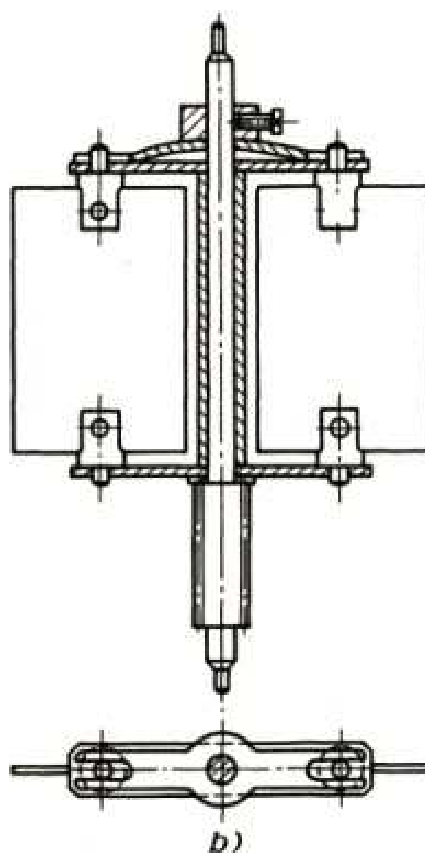


Obr. 89. Pístový regulátor s kapalinným třením
1 – válec, 2 – píst, 3 – obtoková trubka, 4 – škrticí šroub



Obr. 90. Pístový regulátor uzávěrky objektivu
1 – válec, 2 – brzdicí dvojitý píst, 3 – úhlová páka. Střední díl pístu je spojen s vnějším vzduchem

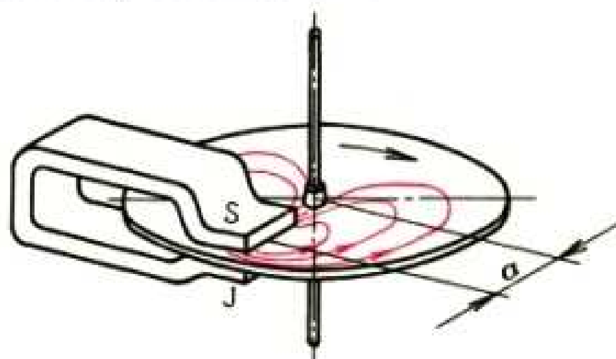




Obr. 91. Větrníkový regulátor s nastavitelným brzdicím účinkem
a) křídla radiálně posouvatelná, *b)* křídla natáčivá
Velikost brzdicího momentu závisí na výrazu $S \cdot v^2 \cdot \varrho$, kde S je plocha křídla, v – střední rychlost, ϱ – střední poloměr křídel. Brzdicí účinek lze seřídit: a) radiálním posuvem křídel (změna ϱ), b) vytáčením křídel z radiální roviny (změna průmětu křídla S do této roviny)

Regulátory s působením vířivých proudů

Jako brzdicí těleso se používá kovový kotouč, který se pohybuje v magnetickém poli (*obr. 92*). Brzdicí moment stoupá lineárně s otáčkami (použití např. u elektrických počitadel). Brzdicí moment lze měnit posouváním magnetu radiálním směrem (změna vzdálenosti *a*) nebo natáčením.

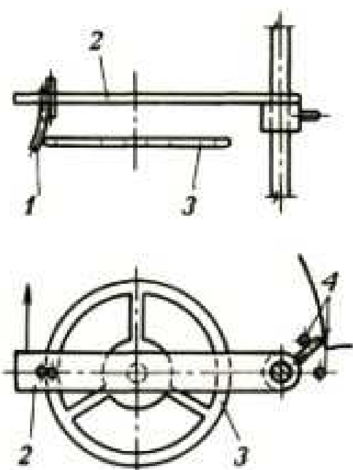


Obr. 92. Regulátor s vířivými proudy
——— cesty vířivých proudů v kotouči

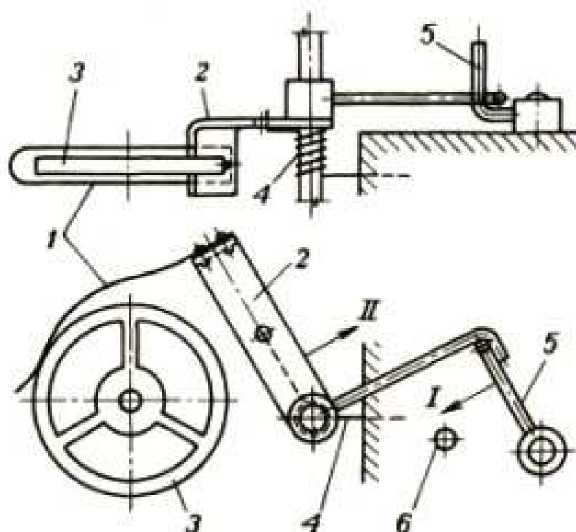
2.9.2 Brzdicí mechanismy

Mají rychlost tělesa zpomalovat, v mezním případě až zastavit. Brzděním se odebírá tělesu pohybová energie a přeměňuje v teplo. Kromě toho musí brzdicí moment překonat hnací moment, jestliže pohon nebyl při brzdění vyřazen.

Příkladem brzd používaných v přesné mechanice je brzda pro hodinové stroje. V časoměrné technice se pro přemístitelné přístroje používá místo gravitačního kyvadla *nepokoj*, tj. pružinové kyvadlo, u něhož vykonává malý setrvačník kyvy



Obr. 93. Brzda nepokoje u menších hodinových mechanismů
1 – brzdicí pružina (drát),
2 – brzdová páka, *3* – nepokoj,
4 – kolíčky pro zajištění koncových poloh páky

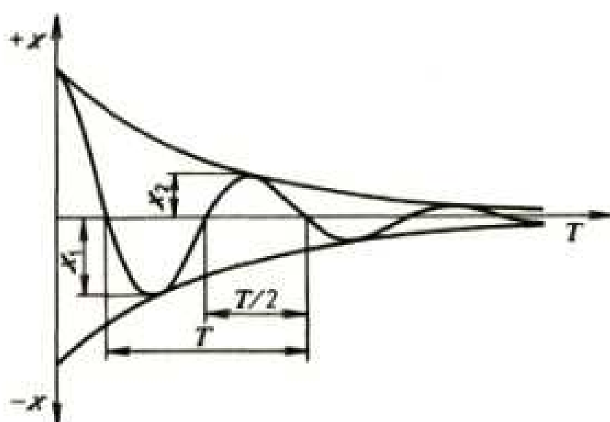


Obr. 94. Brzda nepokoje u větších mechanismů (např. u hudebních strojků)
1 – brzdicí pružina, *2* – brzdová páka, *3* – nepokoj,
4 – nosná pružina páky, *5* – stavěcí páka,
6 – kolíček. Odbrzdění se provede stavěcí páčkou *5*, při čemž se mechanismus pohybuje ve směru šipek *I*, *II*

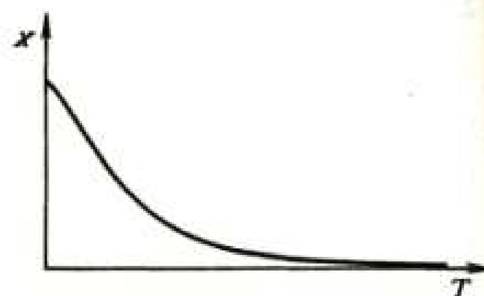
působením spirální pružiny. K spouštění a zastavování hnacích strojků, jejichž chod je regulován nepokojem, slouží brzdy s radiálním brzdicím tlakem. Je to vlastně pružina, která může být přitlačována na obvod nepokoje (*obr. 93, 94*).

2.9.3 Tlumicí mechanismy

Pohyblivé systémy vychýlené silou z klidové polohy se snaží zaujmout novou rovnovážnou polohu. Bez působení odporů by pohyb systému kolem rovnovážné polohy neustal, systém by kmital netlumeně. Tření v uložení a o vzduch však pozvolna uvádí systém do klidu. Přídavné tlumicí zařízení působí rychlé uklidnění, odejme kmitající součásti pohybovou energii a přemění ji v teplo. Velikost potřebné třecí síly a tlumicí účinek musí odpovídat rychlosti pohybu, proto tření tuhých těles není vhodné.

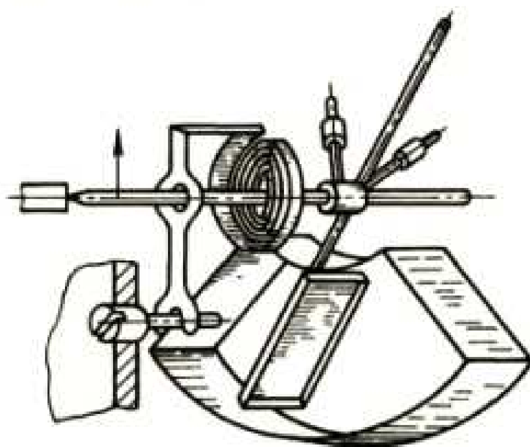


Obr. 95. Periodické tlumené kmitání
x_1, x_2 – výchylky, T – doba kmitu

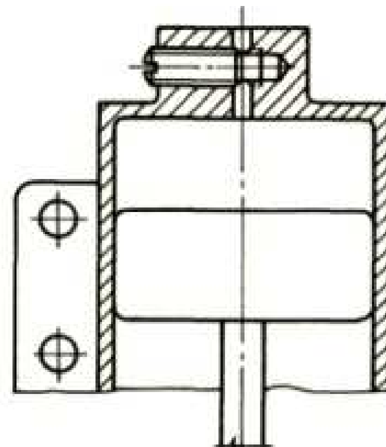


Obr. 96. Aperiodické tlumení pohybu

Vhodné je tlumení vzduchem nebo kapalinami, nebo vířivými proudy. Tlumené kmitání je nejčastěji *periodické* (*obr. 95*). Je-li tlumení tak silné, že žádné kmitání nenastává, jde o *aperiodické* (*plazivé*) tlumení pohybu (*obr. 96*). Obvykle se připouštějí tři až dvě překývnutí.



Obr. 97. Křídlový vzduchový tlumič

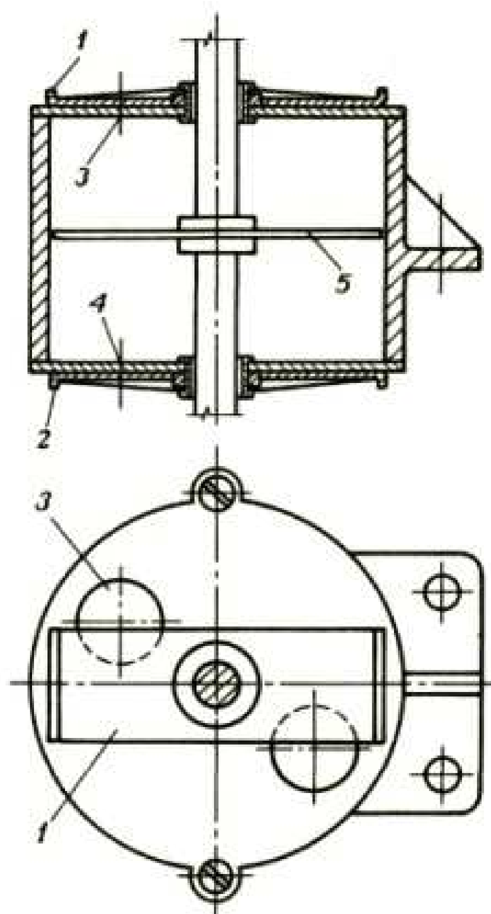


Obr. 98. Pístový vzduchový tlumič

Vzduchové tlumiče

Křídlové tlumiče (*obr. 97*) jsou pro svou jednoduchost nejpoužívanější. V uzavřené komůrce kýve s malou vůlí křidélko spojené s hřídelem měřicího systému. Vzduch přitom proudí štěrbinou mezi křidélkem a komůrkou nebo otvorem komůrky ven.

Pístový tlumič s možností nastavení velikosti tlumení šroubem je na *obr. 98*.



Obr. 99. Diferenciální vzduchový tlumič pro analytické váhy
1, 2 – nastavitelný třmen, *3, 4* – otvory, *5* – tlumicí deska

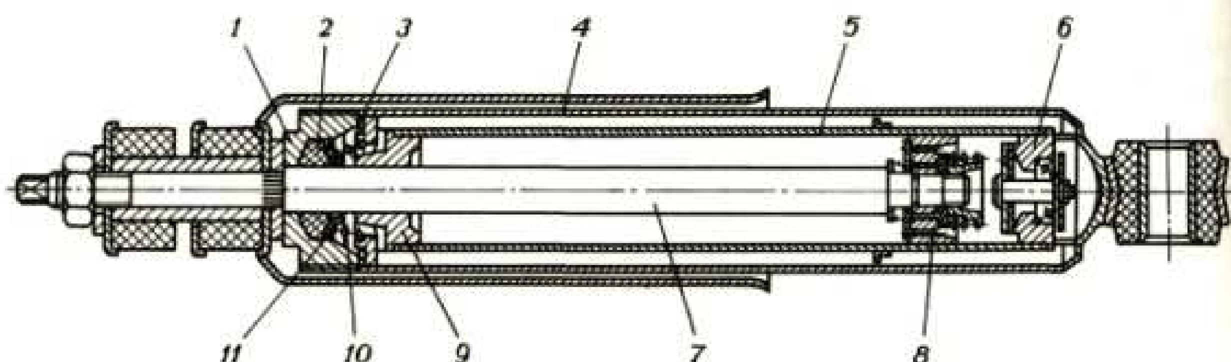
U *diferenciálního tlumení* (*obr. 99*) se množství vzduchu řídí nastavitelnými otvory.

Kapalinové tlumiče

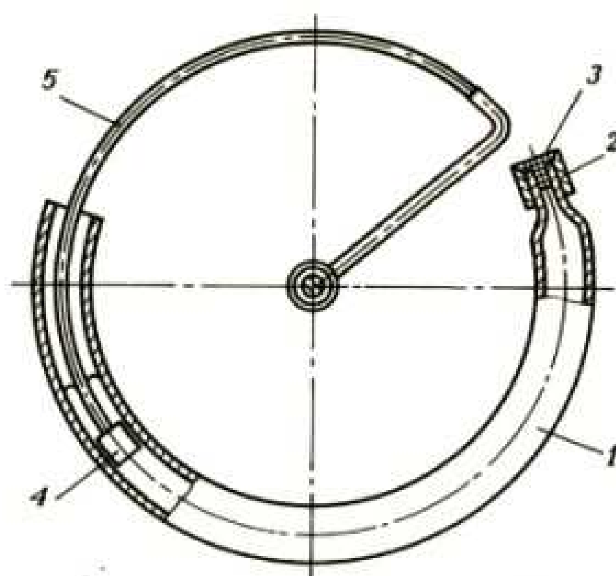
Používají se pro tlumení kmitajícího systému o velké hmotnosti. Píst se pohybuje ve válci naplněném olejem nebo glycerínem. Nepoužívá-li se kapalinový tlumič v klimatizované místnosti, nepříznivě se projeví silná závislost viskozity na teplotě, proto nejvhodnější kapalinou je silikonový olej.

Tlumiče používané u automobilů tlumí rychlost relativních pohybů karosérie a nápravy, zmenšují tak frekvenci a amplitudu rozkmitání karosérie. Jsou dvojčinné, tj. s oboustranným útlumem, teleskopické, s kapalinovou náplní (olej). Funkce tlumiče záleží v tom, že kapalina je při jeho pohybu protlačována a škrcena ventily (*obr. 100*).

Otočně uložené měřicí systémy s velkým úhlem vychýlení mohou být vybaveny prstencovým válcem (*obr. 101*). K těsnění se využívá kapilárního působení prstencového válce (trubky). Různě silného tlumicího účinku se dosáhne rozdílným vnitřním průměrem skleněné trubky. Tak např. rozšířením trubky v blízkosti klidové polohy pístu lze tlumení zmenšit, a tím zvýšit spolehlivost.



Obr. 100. Automobilový tlumič
1 – závěrná zátka, *2* – ucpávka, *3* – těsnicí kroužek, *4* – vnější válec, *5* – pracovní válec, *6* – sací a přepouštěcí ventil, *7* – pístnice, *8* – píst s tlumicími ventily, *9* – vodítko pístnice, *10* – pružina, *11* – talíř pružiny



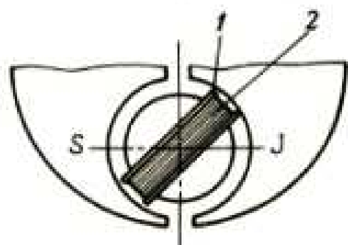
Obr. 101. Kapalinový tlumič s prstencovou trubkou
1 – prstencový válec (skleněná trubka), *2* – objímka, *3* – vosk, *4* – píst, *5* – pístnice (drát)

Indukční tlumení

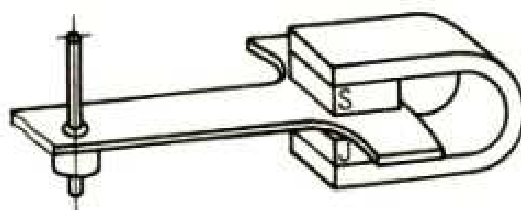
Pohybuje-li se elektrický vodič v magnetickém poli tak, že protíná jeho siločáry, vznikne v něm indukované napětí. Tvoří-li vodič uzavřený proudový okruh, protéká jím proud, který vytvoří magnetické pole též kolem vodiče. Společný účinek obou magnetických polí brzdí pohyb vodiče. Velikost síly působící na vodič závisí na odporu vodiče a na magnetickém toku; je úměrná rychlosti, a proto je vhodná k tlumení kmitů.

V otočné cívce (*obr. 102*) nevyžaduje tento způsob tlumení přídavné náklady; jako vodič slouží rám cívky nebo u bezrámové cívky samo vinutí. Konce vinutí musí být elektricky vodivě spojené.

Pohybuje-li se kovový kotouč či segment v magnetickém poli (*obr. 103*), vzniknou v nich působením indukce vířivé proudy brzdící pohyb. Tento způsob tlumení se používá v elektrických měřicích přístrojích a u vah. Vyžaduje méně místa, justace je jednoduchá – změnou intenzity pole nebo posunutím magnetu, čímž se změní délka ramena páky.



Obr. 102. Měřicí zařízení s otočnou cívkou
1 – rám cívky, 2 – vinutí



Obr. 103. Kovový segment v magnetickém poli

OTÁZKY A ÚKOLY

2.6 Kulisové mechanismy

1. Jaký je rozdíl v hnacím ústrojí posuvné a kývavé kulisy?
2. Vyznačte u kývavé kulisy délku dráhy smýkadla při otočení o stejný úhel. Vyznačte krajní polohy smýkadla.
3. Znázorněte průběh rychlosti kývavé kulisy a stanovte, k čemu je vhodný.
4. Navrhněte kulisový mechanismus, u něhož přímočaře vedené těleso je jen občas unášeno stále se otáčejícím hřídelem. Prostý sinusový průběh nevyhovuje, výstředník se nahradí vhodně tvarovanou vačkou ve vedení. Fáze pohybu a klidu nechť se střídají tak, že vratně posuvnému pohybu smýkadla přísluší v každém smyslu úhel 120°, který je vždy přerušen fází klidu, které odpovídá úhel 60°. Návrh mechanismu doplňte diagramem průběhu pohybu.

2.7 Vačkové mechanismy

1. Kdy se používají vačkové mechanismy?
2. Které vačkové mechanismy znáte? Proveďte jejich rozdělení.
3. Navrhněte v měřítku 2 : 1 profil vačky s posuvným zdvihátkem vedeným na střed vačky. Zdvihátko je zakončeno hrotem. Průměr vačky $d = 50$ mm, zdvih $h = 15$ mm, úhly $\varphi_1 = 60°$, $\varphi_2 = 105°$, $\varphi_3 = 90°$, $\varphi_4 = 105°$ (*obr. 63*). Zdvihová křivka se řídí kosinovou větou.
4. U mechanismu se srdcovkovou vačkou natáčenou tlakem páky (*tab. 5*) určete:
   a) vztah mezi úhlem sklonu křivky a úhlem tření v místě styku,
   b) druh křivky pro srdcovkový mechanismus, která by měla stálý úhel sklonu,
   c) rovnice uvedené křivky v polárních souřadnicích,
   d) celkový zdvih páky,
   e) kterou křivkou by se shora uvedená křivka mohla nahradit pro zjednodušení výroby?

2.8 Mechanismy s přerušovaným pohybem

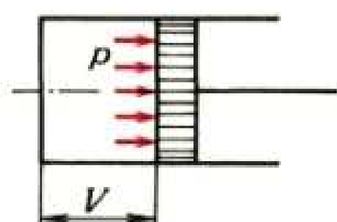
1. Co jsou mžikové mechanismy a k čemu se používají?
2. Co jsou podávací mechanismy a jaké znáte jejich druhy? Načrtněte jejich schémata.
3. Jak velký kroutící moment přenese rohatka o modulu ozubení $m = 5$ mm a počtu zubů $z = 18$ z oceli 11 500? Proveďte konstrukční návrh a výpočet podle *obr. 73* a *74*.
4. Jaký pohyb vykonává maltézský kříž v průběhu jedné otáčky hnacího hřídele?

2.9 Regulační a brzdicí mechanismy

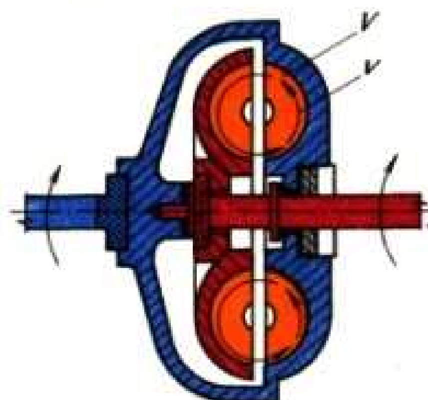
1. Jaký je rozdíl mezi mechanismy brzdicími a tlumicími?
2. Jaký je funkční rozdíl mezi regulátorem otáček a setrvačníkem?
3. U jednoduchého radiálního regulátoru (*obr. 87*) je hmotnost závaží $m = 0{,}15$ kg, vzdálenost těžiště závaží od osy rotace $e = 40$ mm a zátěžná síla pružiny $F_z = 100$ N. Vypočtěte mezní otáčky n_0, při kterých závaží začíná dosedat na brzdnou dráhu, a jim odpovídající odstředivou sílu F_C.
4. Na základě znalostí z mechaniky vysvětlete princip brzdění přímočarého posuvného a točivého pohybu. Odvoďte vzorce pro brzdné doby a dráhy.
5. Jaké tlumiče přímých kmitů se nejčastěji používají? Vysvětlete jejich funkci.

3 TEKUTINOVÉ MECHANISMY

Jsou to mechanismy, které využívají k přenosu energie mezi *generátorem* (čerpadlem, kompresorem) a *motorem* tekutinu, např. olej, emulzi, vzduch apod.

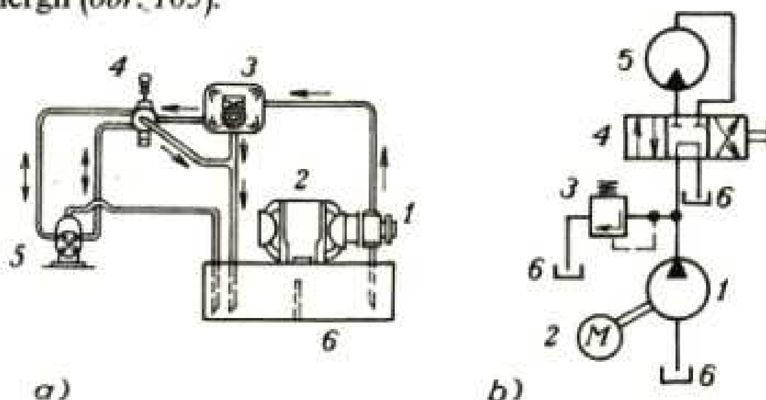


Obr. 104. Princip přenosu tlakové energie
$W_p = V \cdot p$



Obr. 105. Princip přenosu kinetické energie
$W_k = \frac{1}{2}m \cdot v^2 = \frac{1}{2}V \cdot \varrho \cdot v^2$

V tekutinových mechanismech se využívají tyto druhy energie: tlaková, pohybová, deformační a tepelná. Každý tekutinový mechanismus přenáší všechny druhy současně. Podle toho, který druh energie převažuje, se tyto mechanismy rozdělují na *hydrostatické* a *pneumostatické*, u nichž se převážně využívá tlakové energie (*obr. 104*), a na *hydrodynamické* a *pneumodynamické*, využívající při přenosu převážně pohybovou energii (*obr. 105*).



Obr. 106. Jednoduchý hydrostatický mechanismus
a) montážní schéma, *b*) funkční schéma
1 – hydrogenerátor, *2* – elektromotor, *3* – tlakový ventil, *4* – rozváděč, *5* – rotační hydromotor, *6* – nádrž
Hydrogenerátor převádí mechanickou energii hnacího elektromotoru na tlakovou energii kapaliny a hydromotor ji mění zpět na mechanickou. Tlakový ventil omezuje maximální tlak v obvodu a rozváděč umožňuje změnu pohybu hydromotoru

3.1 Grafické značky a schémata

Značky schémat hydrostatických a pneumostatických soustav určených k přenosu a řízení (ovládání a regulaci) tlakové energie jsou v ČSN 01 3722 a v ST1. Schéma musí vyjadřovat jednoznačně funkci dané soustavy. Norma rozděluje značky na skupiny podle použití v praxi. Na *obrázku 106* je příklad použití těchto značek. U obrázků prvků se dál vždy uvádí ještě i normalizovaná značka.

3.2 Nositele energie

Nositelem tlakové energie v hydraulických mechanismech jsou kapaliny (teoreticky nestlačitelné), u pneumatických mechanismů většinou stlačený vzduch (stlačitelný).

3.3 Hydrostatické mechanismy

3.3.1 Kapaliny používané v hydraulických mechanismech

Použít je možno nejrůznější kapaliny (*tab. 17*). Na volbě kapaliny závisí provozní spolehlivost celého mechanismu. Kapaliny jsou značně namáhány mechanicky (změnou a pulsací tlaku, vnitřním třením), tepelně a chemicky (vlhkostí vzduchu, změnou teplot a katalytickým účinkem kovů).

Tab. 17. Parametry hydraulických kapalin

Vlastnost	Voda	Minerální oleje	Oleje na ricinové bázi	Emulze voda–glykol	Syntetické oleje
Hustota $10^3 . kg . m^{-3}$	1	0,87	–	1,1	0,9
Viskozita	nízká	nízká až velmi vysoká	nízká až velmi vysoká	nízká až vysoká	nízká až velmi vysoká
Standardní těsnění	pryž a tkanivo	syntetické pryže	přírodní pryže	syntetické pryže	syntetické pryže
Ochrana součásti proti korozi	malá	znamenitá	velmi dobrá	dobrá	velmi dobrá
Životnost generátoru	dostatečná	standardní	srovnatelná	srovnatelná do 10,5 MPa	standardní
Všeobecná mazivost	nepatrná	znamenitá	znamenitá	velmi dobrá	znamenitá
Poměrné náklady	1	100	100 až 120	400	100 až 120

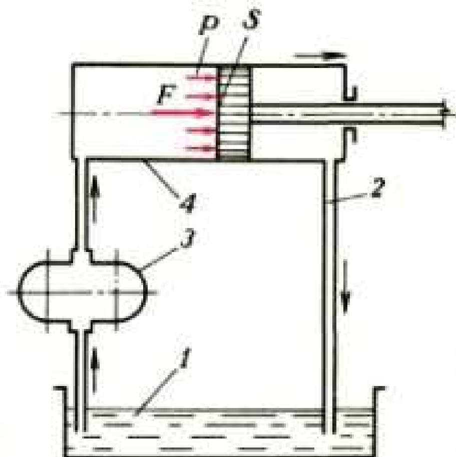
Požadavky na kapaliny:

dobré těsnicí a mazací schopnosti,
malé vnitřní tření a odolnost proti chemickým změnám,
ochrana kovových částí před korozí,
minimální sklon k pěnění a k vytváření emulzí s vodními párami,
minimální obsah těkavých složek a nečistot,
co nejmenší změna viskozity při změně teploty,
dostupnost a přijatelná cena.

Při *volbě druhu kapaliny* se vychází z viskozity a tepelného namáhání. Pro mechanismy pracující s tlaky do 5 MPa se volí kapaliny o kinematické viskozitě $\nu = (1 \text{ až } 3{,}5) \cdot 10^{-7}\,\mathrm{m^2 \cdot s^{-1}}$, pro vyšší tlaky $\nu = (3{,}5 \text{ až } 6) \cdot 10^{-7}\,\mathrm{m^2 \cdot s^{-1}}$ i více. Volbu kapaliny ovlivňují mimo jiné požadavky na její životnost, požadavky na přesnost a životnost mechanismu. U nás se v současné době nejčastěji používají minerální oleje: trvanlivý T 1A podle TP – 200/076 – 59, nízkotuhnoucí ON – 1 a ON – 3 podle ČSN 65 6680, přístrojový ON – MVP podle ČSN 65 6681, oleje s přísadami pro traktory OZT – 7A a OZT – 10A podle ČSN 65 6647.

3.3.2 Princip a použití

Funkce hydrostatických mechanismů je založena na poznatku rovnoměrného šíření tlaku v kapalinách všemi směry (Pascalův zákon). K přenosu výkonu využívají tlakovou energii kapaliny (*obr. 107*).



Obr. 107. Schéma funkce hydrostatického mechanismu
1 – nádrž, 2 – potrubí,
3 – hydrogenerátor, 4 – hydromotor

Použití hydrostatických mechanismů je velmi rozšířeno ve všech odvětvích národního hospodářství a vyplývá z jejich výhod i nevýhod.

Výhody

1. Možnost snadného rozvodu na značnou vzdálenost i na špatně dostupná místa.

2. Dosažení velkých silových poměrů.

3. Jednoduché řízení zejména rychlosti, výkonu, kroutícího momentu, tlaku, směru pohybu apod.

4. Jednoduchý způsob zapojení do automatických pracovních strojů.
5. Možnost typizace a normalizace pro široký rozsah parametrů.
6. Malé opotřebení, a tím velká životnost.
7. Poměrně nízké náklady na údržbu.

Nevýhody

1. Nutnost zpětného odvádění kapaliny do nádrže.
2. Náročnost na konstrukci a výrobu.
3. Choulostivost na nečistoty.
4. Citlivost ke změnám kapaliny.

V porovnání s pneumatickými a elektrickými mechanismy jsou vhodné především při plynulé změně otáček nebo rychlostí, při značném kolísání zatížení a při velkém regulačním rozsahu. Dále při přeměně otáčivého pohybu na přímočarý při značném zdvihu a výkonu, při časté změně smyslu pohybu v krátkých časových intervalech s velkým zrychlením nebo zpožděním a u převodů se značným výkonem nebo krouticím momentem při současném požadavku malých rozměrů a hmotnosti.

Hydrostatické mechanismy rozdělujeme podle několika hledisek, např.:

1. podle funkcí, které ve strojírenství zastávají, na mechanismy:

a) bezsilové,
b) silové;

2. podle pohybu kapaliny mezi generátorem a motorem na mechanismy:

a) se stejnosměrným proudem,
b) se stejnosměrným pulsujícím proudem,
c) se střídavým proudem;

3. podle způsobu zpracování informace na

a) autonomní mechanismy – informace na vstupu je dána konstrukcí,
b) mechanismy s několika vstupy – informacemi (např. otáčky generátoru, rozváděče apod.),
c) mechanismy se zpětnou vazbou.

3.3.3 Generátory hydraulické energie

Úkolem generátorů – čerpadel – v hydraulických mechanismech je udílet kapalině tlakovou energii a také určitou část energie kinetické, potřebné k překonávání průtočných odporů při průtoku kapaliny obvodem.

Požadavky kladené na generátor:

1. co nejrovnoměrnější průtok,
2. co nejmenší ztráty netěsností,
3. co nejnižší hydraulické odpory,
4. co nejmenší ztráty třením,
5. použití rychloběžných čerpadel, která jsou malá a levná,
6. klidný a tichý chod,
7. dostupnost a cenová přijatelnost.

Tab. 18. Generátory hydraulické energie

Druh	Schéma	Výpočet průtoku
Zubové		$Q = \pi . D . h . b . n =$ $= 2\pi . z . m^2 . b . n ,$ $D = z . m ,$ $h = 2m ,$ kde b je šířka kola, z – počet zubů, m – modul, n – otáčky, s – sání, v – výtlak
Lamelové	a) nevyvážené b) vyvážené	a) $Q = 2\pi . e . D . b . n ,$ b) $Q = 2\pi(r_2^2 - r_1^2) b . n ,$ kde D je průměr statoru, e – výstřednost, b – šířka lamel, r_2, r_1 – poloměr většího (menšího) oblouku oběžné dráhy
Šroubové (vřetenové)		$Q = \pi . D . h . b . n ,$ kde D je střední průměr šneku, h – hloubka závitu, b – šířka drážky závitu na roztečné kružnici, s – sání, v – výtlak

Pokračování

Druh	Schéma	Výpočet průtoku
Pístové	a) radiální b) axiální – s nakloněnou deskou – s nakloněným blokem c) řadové	$Q = \frac{1}{4}\pi \,.\, D^2 \,.\, z \,.\, L \,.\, n$, kde D je průměr pístu, z – počet válců, L – zdvih a) $L = 2e$; b) $L = 2r \,.\, \mathrm{tg}\, \alpha$, c) $L = 2r$

Generátory rozdělujeme podle toho, kterými částmi nasávají a vytlačují kapalinu, tj. vytvářejí geometrický objem (*tab. 18*). Téměř všechny mohou pracovat s konstantním nebo proměnlivým průtokem. Pro volbu typu generátoru je rozhodující průtok a provozní tlak.

Výpočet příkonu generátoru

a) U generátoru s přímočarým pohybem výstupního členu:

$$P = \frac{F \,.\, v_{ps}}{\eta} = \frac{S \,.\, p \,.\, Q}{\eta \,.\, S} = \frac{Q \,.\, p}{\eta},$$

b) u generátoru s rotačním pohybem výstupního členu:

$$P = \frac{M_k \,.\, \omega}{\eta} = \frac{p \,.\, S \,.\, R \,.\, 2\pi \,.\, n}{\eta} = \frac{p \,.\, V_g \,.\, n}{\eta} = \frac{Q \,.\, p}{\eta},$$

kde F je síla na výstupním členu,
n – otáčky,
v_{ps} – střední rychlost pístu,
M_k – kroutící moment,
S – plocha pístu,
p – tlak kapaliny,
Q – objemový průtok,
V_g – geometrický objem generátoru,
ω – úhlová rychlost,
η – účinnost generátoru.

Vztahy pro výpočet objemového průtoku u jednotlivých generátorů jsou v *tab. 18.*

Zubové generátory*)

Jsou nejrozšířenější pro svou konstrukční i výrobní jednoduchost. Používají se běžně pro tlaky 3 až 5 MPa. Speciální konstrukce dovolují jejich použití až pro 10 až 16 MPa, špičkově až 31,5 MPa. Objemový průtok bývá přibližně od 0,04 $dm^3 . s^{-1}$ do 1,5 $dm^3 . s^{-1}$ pro jednostupňový generátor. Otáčky generátoru obvykle odpovídají otáčkám hnacího motoru.

Zubové generátory vyžadují pro svou malou samonasávací schopnost umístění co nejblíže k hladině, popř. pod hladinu. Při použití viskóznější kapaliny jsou hlučnější a dochází k většímu opotřebení a je nebezpečí vzniku kavitace. (Kapalina špatně zaplňuje zubové mezery, čímž vzniká nežádoucí podtlak.)

Šroubové generátory

Vyznačují se velkou rovnoměrností dodávky, pracují stejně jako zubová čerpadla bez ventilů. Jsou poměrně tichá a mají klidný chod. Dosahují značných tlaků (25 MPa) při vysoké účinnosti. Jejich montáž a demontáž je snadná. Mají malé rozměry na jednotku výkonu.

Nevýhodou je obtížná výroba rotorů (šroubů) v potřebné přesnosti a kvalitě povrchu, čímž se podstatně zvyšují výrobní náklady.

Lamelové generátory

Při otáčení rotoru dochází ke změně objemu prostoru uzavřeného lamelami, statorem a rotorem. V části generátoru, kde tento objem roste, nastává sání; kde se zmenšuje, dochází k vytlačování kapaliny. Vhodné pro větší tlaky a otáčky; účinnost η = 0,85 až 0,92.

---

*) Konstrukce všech generátorů – čerpadel i kompresorů – je vysvětlena v učebnici Skopal a kol.: Stavba a provoz strojů IV.

Pístové generátory

U pístových generátorů je kapalina dopravována do výstupu přímočarým pohybem pístu. Vyznačují se velmi dobrou objemovou i celkovou účinností a jsou určeny pro vysoké pracovní tlaky.

Axiální pístové generátory mají válce v bloku, který se otáčí, a šoupátkový rozvod, nebo je blok pevný a rozvod ventilový.

Radiální pístové generátory mají proti axiálním větší hmotnost a podstatně nižší měrný výkon. Mohou mít písty vedené v rotoru (*tab. 18*) nebo ve statoru.

Řadové pístové generátory jsou v porovnání s ostatními konstrukcemi příliš rozměrné a drahé. Používají se pro vysoké tlaky (60 MPa i více), např. pro pohon hydraulických lisů. Pohon pístu je od výstředníkového kotouče nebo klikového mechanismu – rozvod ventilový.

Životnost všech pístových generátorů je závislá na pracovních podmínkách a čistotě kapaliny.

3.3.4 Hydromotory

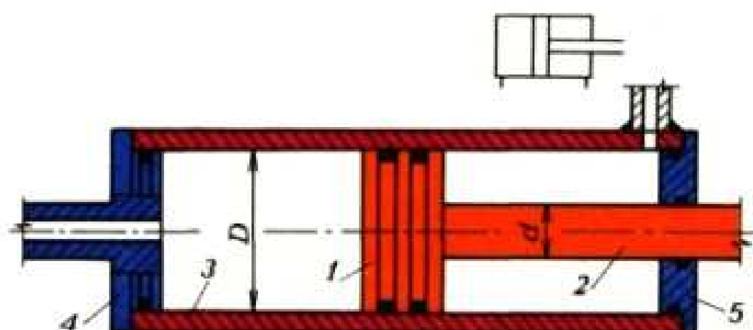
Hydromotory (i hydrogenerátory) jsou podle ČSN 11 9000 zařazeny do skupiny převodníků. Hydrostatický převodník je definován jako hydraulický prvek určený k přenosu energie z pevných částí na sloupec kapaliny nebo naopak.

Proto je konstrukční provedení motorů a generátorů velmi podobné, v některých případech dokonce stejné. Liší se tím, že kapalina je do motoru přiváděna pod tlakem, a je tedy schopna zaplňovat pracovní prostor při vyšší pohybové frekvenci.

Přímočaré hydromotory

Jsou v současné době nejvíce užívané hydraulické prvky při mechanizaci a automatizaci technologických procesů. Jejich předností jsou malé rozměry a hmotnost vzhledem k velikosti přenášeného výkonu, dobrá účinnost, funkční spolehlivost a konstrukční jednoduchost. Hlavní části jsou na *obr. 108*.

Rozdělení přímočarých hydromotorů je v *tab. 19* a *20*.



Obr. 108. Hlavní části přímočarého hydromotoru
1 – píst, *2* – pístnice, *3* – trubka, *4*, *5* – víka

Tab. 19. Rozdělení přímočarých hydromotorů podle konstrukčního provedení

Jednostranný přímočarý hydromotor	Oboustranný přímočarý hydromotor	Jednočinný přímočarý hydromotor s plunžrem
$v_1 < v_2$	$v_1 = v_2$	$v_1 \neq v_2$
Při konstantním průtoku je dosahováno rozdílné rychlosti	Rychlost v obou smyslech stejná	Zpětný pohyb musí být vyvozen jinou vnější silou

Tab. 20. Rozdělení přímočarých hydromotorů podle pevných a pohyblivých částí

Uspořádání s pevným válcem	Uspořádání s pevnou pístnicí	Uspořádání s výkyvným válcem
a) b)	a) b)	
Válec stojí, píst se pohybuje	Píst stojí, válec se pohybuje	Válec je zavěšen na otočném čepu

Výkon hydromotoru:

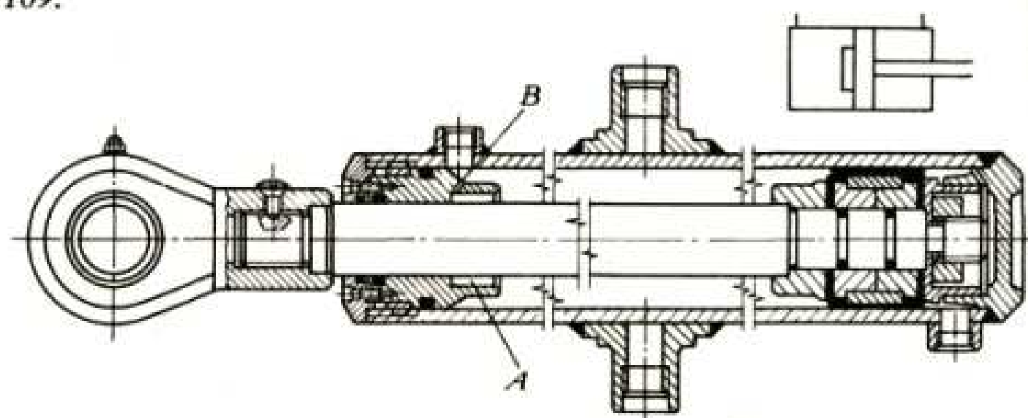
$$P = F \,.\, v \,.\, \eta = F \,.\, f \,.\, L_{max} \,.\, \eta = p \,.\, S \,.\, f \,.\, L_{max} \,.\, \eta = p \,.\, V_g \,.\, f \,.\, \eta = p \,.\, Q \,.\, \eta$$

kde p je tlak kapaliny,
S – plocha pístu,
v $= Q/S$ – rychlost pístu,
f – pohybová frekvence,
L_{max} – maximální zdvih,
F – síla, kterou vyvodí píst:

$$F = F_{už} + F_a + F_T ,$$

kde $F_{už}$ je užitná složka výsledné vnější síly technologického procesu,
F_a – síla potřebná ke zrychlení,
F_T – síla potřebná pro překonání odporů tření.

Přímočaré hydromotory se vyrábějí pro tlaky do 32 MPa. Písty a pístní tyče se nejčastěji těsní pomocí manžet nebo kroužků O. Konstrukční provedení je na *obr. 109*.



Obr. 109. Jednostranný dvojčinný přímočarý hydromotor s tlumením
Tlumení nastává v úvratích, kdy pohyb pístu je zpomalen tím, že kapalina uzavřená v prostoru *A* musí proudit malým otvorem *B*

Rotační hydromotory

Jejich předností v porovnání s elektromotory je snadno dosažitelná plynulá regulace otáček ve velkém rozsahu, malé rozměry a hmotnost, možnost přetěžování bez nebezpečí poškození motoru a schopnost trvale pracovat v otáčkách blízkých nule.

Jako rotační hydromotory se mohou použít všechny typy dříve uvedených hydrogenerátorů (kromě řadových).

Parametry rotačních hydromotorů jsou v *tab. 21*.

Kroutící moment na hřídeli hydromotoru:

$$M_k = F \,.\, R \,.\, \eta = \Delta p \,.\, S \,.\, R \,.\, \eta = \frac{\Delta p \,.\, V_g}{2\pi} \,.\, \eta\,,$$

kde F je obvodová síla,
R – rameno síly,
S – plocha pístu,
V_g – geometrický objem hydromotoru,
Δp – tlakový spád.

Výkon hydromotoru:

$$P = M_k \,.\, \omega = \frac{\Delta p \,.\, V_g}{2\pi} \,.\, 2\pi \,.\, n \,.\, \eta = \Delta p \,.\, V_g \,.\, n \,.\, \eta = \Delta p \,.\, Q \,.\, \eta\,,$$

kde Q je objemový průtok (proud),
$n = Q/V_g$ – otáčky hydromotoru.

Tab. 21. Požadavky na rotační hydromotory a jejich parametry

Druh	Požadavky	Parametry
Zubové	Uložení ozubených kol ve valivých ložiskách. U kluzných ložisek by se vlivem jednostranného zatížení kola nemusil hydromotor roztočit	Nejsou vhodné pro práci při nízkých otáčkách, kdy vykazují velký skluz a malou účinnost. η = 0,6 až 0,8, n = až 32 s^{-1}, p_{max} = 10 až 16 MPa
Lamelové	Lamely musí být přitlačovány k vodicí dráze jinou silou než odstředivou a tlakem kapaliny, např. tlačnými, popř. listovými pružinami	Vyznačují se velkým geometrickým objemem. Vhodné pro přenos velkých výkonů při vysokých tlacích. n = 3,2 až 50 s^{-1}, p_{max} = 16 MPa, P_{max} = 125 kW
Šroubové	Je nutno odlehčit boční šroubová vřetena	Jsou charakteristické malými ztrátami a vysokou hermetičností. Vhodné jako průtokoměry. Mají tichý a klidný chod a malé rozměry. p_{max} = až 20 MPa, n_{max} = až 80 s^{-1}
Pístové	Jako hydromotory se dají použít všechny generátory se šoupátkovým rozvodem kapaliny	Nejlépe vyhovují požadavkům kladeným na hydromotory. Mohou pracovat s vysokými tlaky a vysokými otáčkami, zejména axiální pístové hydromotory. Jsou regulovatelné ve velkém rozsahu. Mají i při malých otáčkách malý skluz a vysokou účinnost

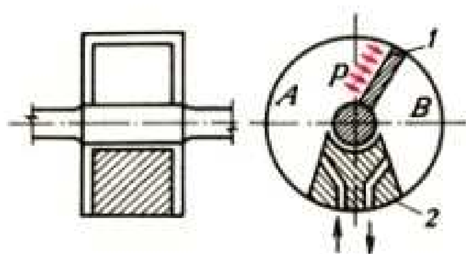
Hydromotory s kyvným pohybem

Jsou to hydromotory, jejichž výstupní člen může konat rotační pohyb v rozsahu menším než 360° (kývavý vratný). Od běžných typů hydromotorů se odlišují jednodušší konstrukcí, menšími rozměry a nižší cenou. Jsou vhodné tam, kde se požaduje na výstupu malé pootočení. Výrobně jsou náročné vzhledem k obtížnému utěsnění, a proto se příliš neuplatňují (*obr. 110*).

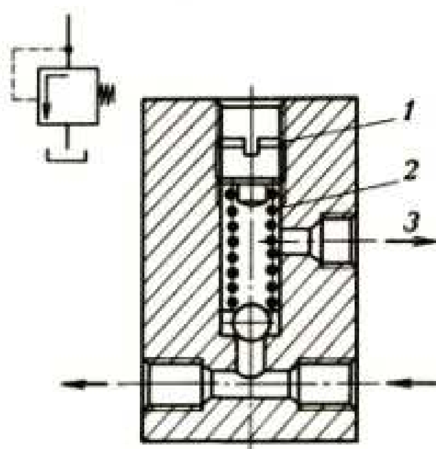
3.3.5 Řídicí prvky a zařízení

Spolehlivou činnost obvodů hydraulických mechanismů zajišťuje řada prvků, např. ventily, rozváděče a jiná zařízení, která řídí parametry mechanismu. Jsou to prvky:

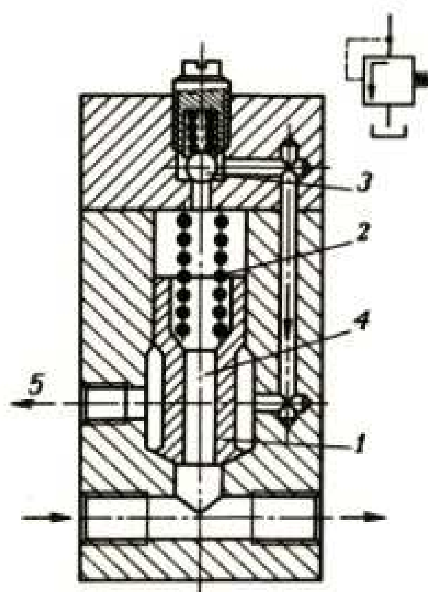
pro řízení tlaku,
pro řízení průtoku (proudu),
pro hrazení průtoku a rozvod tekutiny,
pro automatické řízení pracovního cyklu (viz automatizace).



Obr. 110. Schéma hydromotoru s kyvným pohybem
Kapalina přitéká střídavě do prostoru *A* nebo *B* přívody v přepážce *2* a tlačí na lopatku *1* spojenou s výstupním hřídelem. Obtížné utěsnění lopatky a nepříznivé zatížení rotoru



Obr. 111. Kuličkový pojistný ventil jednostranně zatížený kapalinou
Je vhodný pro malé průtoky. Šroubem *1* se mění přítlačná síla pružiny *2*, a tím i velikost pojišťovacího tlaku. *3* – odpad



Obr. 112. Tlakově vyvážený dvoustupňový pojistný ventil
Šoupátko hlavního ventilu *1* je opatřeno kuželkou, kterou přitlačuje hlavní pružina *2* do sedla. Překročí-li tlak nastavenou hodnotu, otevře se řídicí ventil *3* a propustí určitý průtok kapaliny do zpětného vedení. V otvoru šoupátka *4* při průtoku kapaliny poklesne tlak a rozdíl tlaků pod šoupátkem a nad šoupátkem způsobí jeho otevření. *5* – odpad

Prvky pro řízení tlaku tekutiny

Pojistné ventily (obr. 111, 112)

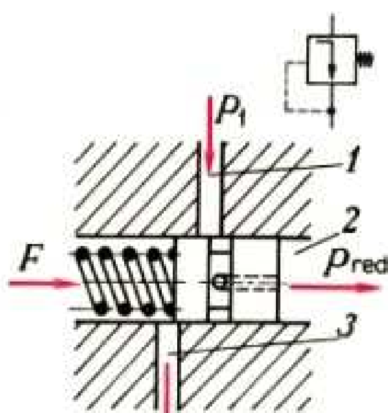
Do obvodu hydraulického mechanismu jsou vestavěny jako ochrana proti přetížení, popř. úplnému zablokování. Řídicí částí ventilu bývá kulička, kuželka nebo šoupátko. Ventil je v činnosti jen tehdy, dojde-li k poruše některého z hydraulických prvků, nebo při přetížení hydromotoru. Od pojistného ventilu se tedy vyžaduje dokonalá těsnost při uzavření (nepropustnost), spolehlivost a dostatečná přesnost v omezování tlaku. Tento požadavek nejlépe splňují ventily s kuželkou.

Přepouštěcí ventily

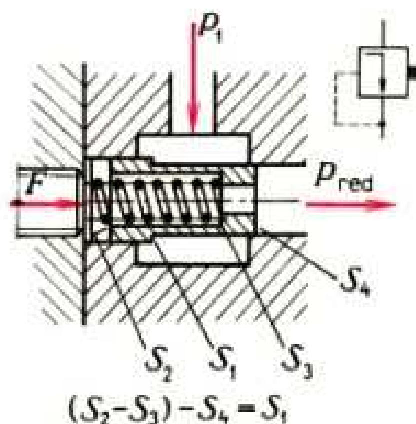
Jsou nastaveny na provozní tlak a v celém obvodu tekutinového mechanismu udržují jeho konstantní výšku. Proto trvale propouštějí jistý průtok zpět do nádrže. Kromě toho jistí též obvod před přetížením. Konstrukčně se podobají pojistným ventilům (často se používají stejné prvky).

Redukční ventily

Slouží v obvodech tekutinových mechanismů k snižování pracovního tlaku. Používají se dva druhy:
ventily, které udržují konstantní tlak na výstupu nezávisle na vstupním tlaku (*obr. 113*),
ventily, které udržují konstantní rozdíl nebo poměr mezi vstupním a výstupním tlakem (*obr. 114*).



Obr. 113. Schéma a princip práce redukčního ventilu
V prostoru *2* udržuje tlak p_{red} na konstantní hodnotě, nezávisle na tlaku p_1 v prostoru *1*. *3* – odpad



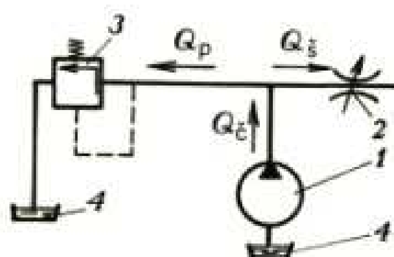
Obr. 114. Schéma a princip práce redukčního ventilu
Udržuje konstantní tlakový rozdíl Δp mezi tlakem vstupním p_1 a redukčním p_{red}.
Z rovnováhy tlaků (sil) plyne:
$\Delta p = p_1 - p_{red} = F/S_1 =$ konst.,
kde F je síla pružiny

Prvky pro řízení průtoku tekutiny

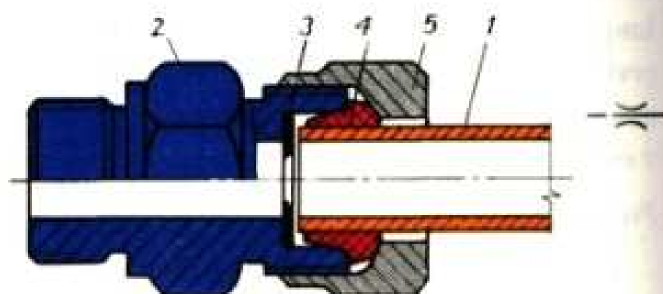
Na průtoku tekutiny k motorům závisí jednak jejich rychlost (hydromotory s přímočarým pohybem), jednak otáčky (rotační hydromotory).

Škrticí ventily

Průtok se řídí změnou průřezu (*obr. 115*). Každý ventil, u něhož lze měnit hydraulický odpor, může sloužit jako škrticí ventil, ale musí vyhovovat z hlediska citlivosti a spolehlivosti při malých průtokových průřezech.

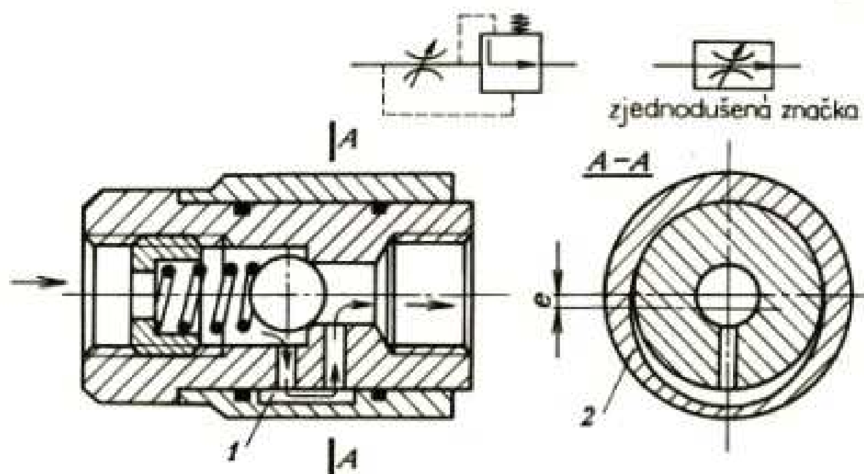


Obr. 115. Schéma regulace průtoku škrcením
Čerpadlo *1* dodává průtok $Q_č$. Škrticím ventilem *2* proteče $Q_š$ a přebytek Q_p odtéká přepouštěcím ventilem *3* do nádrže *4*



Obr. 116. Škrticí ventil s clonou, působící jako konstantní hydraulický odpor vestavěný přímo do potrubí
1 – potrubí, *2* – hrdlo trubkové přípojky, *3* – clona, *4* – těsnicí kuželík, *5* – převlečná matice

Škrticí ventil může mít konstantní (*obr. 116*) nebo proměnlivý hydraulický odpor, který lze vytvořit jehlou, šoupátkem, popř. soustavou štěrbin (*obr. 117*).



Obr. 117. Jednoduchý škrticí ventil se zpětným ventilem
Kapalina proudí škrceným průřezem *1* vytvořeným výstředně (*e*) v prstenci *2*. Natáčením prstence dochází k regulaci průtoku

Brzdicí ventily

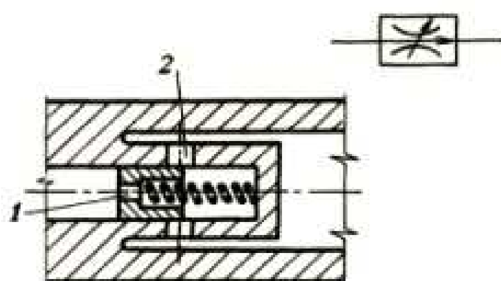
Slouží k regulaci průtoku tekutiny odtékající z hydraulického válce v jeho úvratích. Jsou to v podstatě škrticí ventily s přímočarým pohybem šoupátka.

Regulátory průtoku

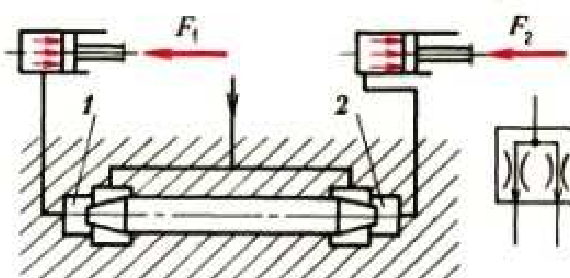
Používají se při značném kolísání tlaku nebo průtoku tekutiny k zajištění konstantní rychlosti nebo otáček hydromotoru (*obr. 118*).

Děliče průtoku

V některých tekutinových mechanismech jsou na jeden generátor připojeny dva nebo i více hydromotorů, u nichž se často požaduje synchronizace pohybu nezávisle na jejich zatížení (*obr. 119*).



Obr. 118. Regulátor průtoku
Vzroste-li průtok kapaliny proti jmenovité hodnotě, zvětší se tím tlakový spád mezi vstupem *1* a výstupem *2*. Šoupátko se posune proti tlaku pružiny a částečně zaškrtí průtok ve výstupu *2*



Obr. 119. Činnost děliče průtoku
Je-li $F_1 = F_2$, pak také tlaky na čele pístků v prostoru *1* a *2* jsou stejné a šoupátko v děliči se ustaví do rovnovážné polohy. Je-li $F_1 \neq F_2$, vznikne i rozdíl tlaku v prostoru *1* a *2* a šoupátko se přesune ve směru výstupní síly, čímž na jedné straně zvětší průtokový průřez a do válce s větším zatížením (tlakem) bude přicházet i větší průtok, takže se rychlosti pístnic vyrovnají

Prvky pro hrazení průtoku a rozvod tekutiny — rozváděče

Tlaková tekutina se rozvádí nejčastěji šoupátkovými nebo také ventilovými rozváděči, popř. zpětnými ventily.

Šoupátkové rozváděče

Mohou být s přímočarým, rotačním nebo kombinovaným pohybem šoupátka. Rozváděč lze nastavit do několika poloh – jsou dvoupolohové, třípolohové i vícepolohové, podle počtu přívodů jsou rozváděče dvoucestné, trojcestné, čtyřcestné i vícecestné. Ovládání rozváděčů může být mechanické, elektrické, pneumatické, hydraulické popř. kombinované.

Přímočaré šoupátkové rozváděče se vyrábějí pro jmenovité světlosti $d_j = 4$ až 160 mm a jmenovité tlaky $p_j = 2{,}5$ až 32 MPa, špičkové až 40 MPa, převážně s válcovým šoupátkem. Při jejich konstrukci se vychází z požadavku minimální rychlosti proudu tekutiny, což je v rozporu s velikostí, hmotností a cenou (*obr. 120*).

Tab. 22. Konstrukce šoupátek, jejich činnost a propojení

Rozváděč	Šoupátko	Činnost	Propojení	Schéma
2/2	M 1 2 P	Poloha: *1* – PM spojeno *2* – PM uzavřeno	–	1 2
3/2	M 1 2 P N	Poloha: *1* – PM spojeno; N uzavřeno *2* – MN spojeno; P uzavřeno	–	1 2
4/2	M_1 M_2 2 1 P N	Poloha: *1* – PM_1 spojeno; M_2N spojeno *2* – PM_2 spojeno; M_1N spojeno	80 81 92 93	1 2
4/3	M_1 M_2 0 2 1 P N	Poloha: *0* – všechno uzavřeno *1* – PM_1 spojeno; M_2N spojeno *2* – PM_2 spojeno; M_1N spojeno	10 11	1 0 2
4/3	M_1 M_2 0 2 1 P N	Poloha: *0* – PN spojeno; M_1M_2 uzavřeno *1* – PM_1 spojeno; M_2N spojeno *2* – PM_2 spojeno; M_1N spojeno	20 21	1 0 2
4/3	M_1 M_2 0 2 1 P N	Poloha: *0* – M_1M_2 spojeno s N; P uzavřeno *1* – PM_1 spojeno; M_2N spojeno *2* – PM_2 spojeno; M_1N spojeno	50 51	1 0 2
4/3	M_1 M_2 0 2 1 P N	Poloha: *0* – M_1M_2 spojeno s P; N uzavřeno *1* – PM_1 spojeno; M_2N spojeno *2* – PM_2 spojeno; M_1N spojeno	40 41	1 0 2
4/3	M_1 M_2 0 2 1 P N	Poloha: *0* – PM_1 spojeno s M_2N *1* – PM_1 spojeno; M_2N spojeno *2* – PM_2 spojeno; M_1N spojeno	30 31	1 0 2

Vysvětlivky:

0, 1, 2 – označení poloh (podle ČSN 01 3722)

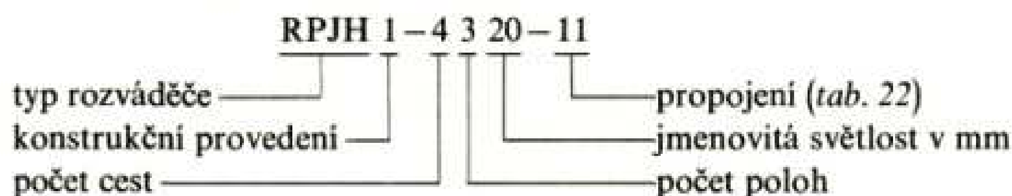
P – přívod od čerpadla

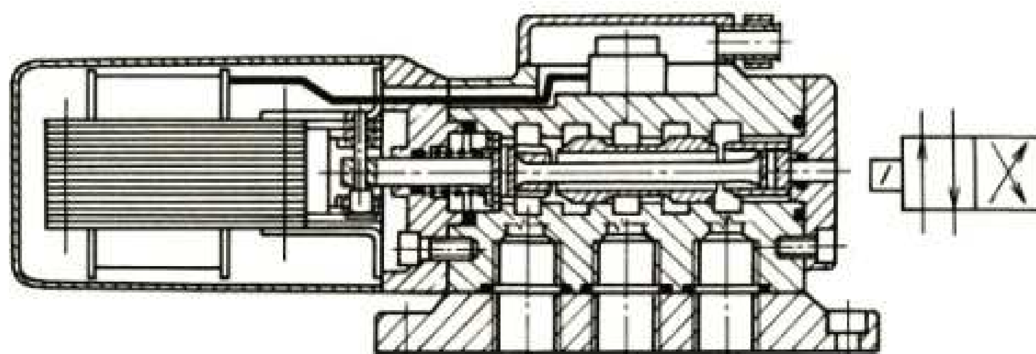
N – odpad do nádrže

M_1 – přívod nebo odpad z jedné strany hydromotoru

M_2 – přívod nebo odpad z druhé strany hydromotoru

Příklad typového označení rozváděče:





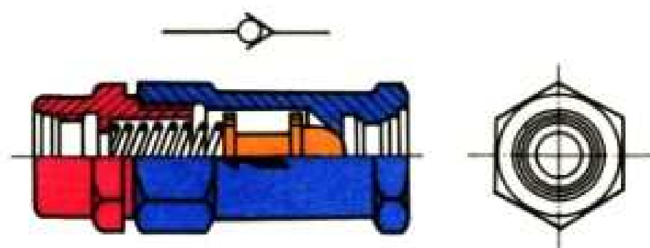
Obr. 120. Řez dvoupolohovým elektromagnetickým šoupátkovým rozváděčem RSPe 42

Funkce nejčastějších druhů rozváděčů je v *tab. 22.*

Pro ovládání více hydromotorů z jednoho místa se používají často *skupinové rozváděče.* Jsou sestaveny z několika samostatně pracujících jednotek, navzájem paralelně propojených. Ke každé sestavě rozváděcích jednotek náleží pojistný ventil a závěrné těleso.

Ventilové rozváděče

Skládají se z několika řízených jednosměrných ventilů. Velmi dobře těsní. Používají se u mechanismů s vysokými tlaky a velkým průtokem. Jsou složitější a větší než šoupátkové rozváděče. Pro podřadnější účely (menší tlaky a průtoky) může být ventilový rozváděč složen z kuličkových zpětných ventilů.



Obr. 121. Zpětný ventil vhodný pro montáž do potrubí

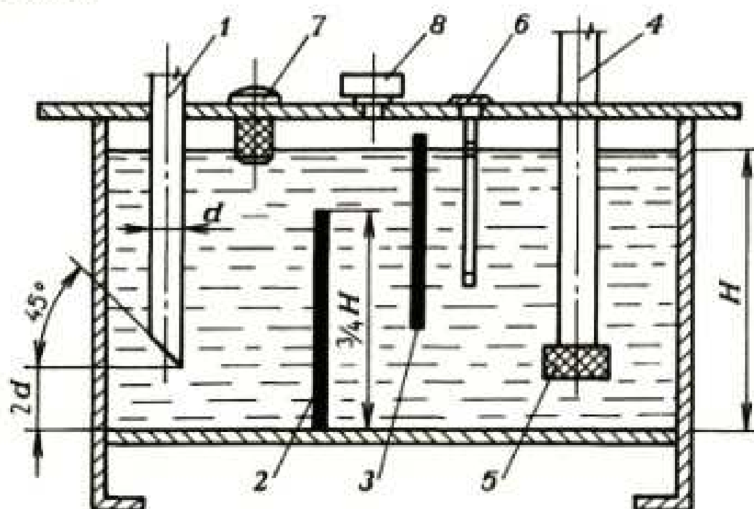
Zpětné (jednosměrné) ventily

Propouštějí tekutinu jen v jednom směru; v opačném směru jsou uzavřeny. Provádějí se jako kuličkové (*obr. 121*), talířové, s kuželkou a šoupátkové.

3.3.6 Pomocná zařízení a příslušenství

Nádrže na kapalinu (*obr. 122*)

Představují zásobník kapaliny, která je pod atmosférickým tlakem. Nádrže slouží k ochlazování, popř. ohřívání kapaliny, k odplyňování kapaliny, k usazování nečistot a popř. také k umístění dalších hydraulických prvků, jako generátoru, ventilů apod.



Obr. 122. Nejčastější uspořádání nádrže tlakové kapaliny
1 – přívodní trubka, *2, 3* – přepážky, *4* – trubka sacího potrubí, *5* – čistič (sací koš), *6* – olejoznak, *7* – nalévací otvor se sítkem, *8* – čistič vzduchu

Nádrže jsou nejčastěji zhotoveny z plechu svařováním. Jsou zakryté těsným víkem. Vzduch v nádrži je spojen s vnější atmosférou tzv. „dýchacím" otvorem, který musí být opatřen čističem vzduchu. Každá nádrž musí mít olejoznak nebo měrku. Plní se nalévacím otvorem se sítkem, vypouštějí se vypouštěcími otvory v nejnižší části. Uzavřeny jsou zátkami, které bývají opatřeny magnety k zachycování kovových nečistot.

Čističe

Správnou a spolehlivou funkci hydraulického mechanismu je třeba zajistit dokonalým čištěním kapaliny, a to nejen před plněním do nádrže a při něm, ale po celou dobu provozu mezi výměnou náplně.

Nečistoty se zachycují různými čističi, nejčastěji průtokovými, a to buď prostupnou stěnou tvořenou sítem, pórovitou látkou či štěrbinou, nebo jsou odlučovány působením vedlejších sil (*tab. 23*).

Akumulátory

Jsou to zásobníky tekutiny pod tlakem vyšším než atmosférickým. Slouží k akumulaci (shromažďování) tlakové energie a vyrovnávají rozdíly mezi okamžitou spotřebou a dodávkou. Dále mohou udržovat předepsaný tlak v obvodu, mohou

Tab. 23. Čističe hydraulických kapalin

Druh		Schéma s vyznačením průchodu	Popis a parametry
Štěrbinové	lamelové		Je tvořen lamelami naskládanými na hřídeli, mezi které se vkládají distanční plechy tloušťky 80 až 200 μm, vytvářejí mezi lamelami mezeru, která nepropouští větší nečistoty
	s drátem		Na hvězdicové nosné části je navinut ve šroubovici drát. Mezery mezi dráty vytvářejí štěrbiny 100 až 80 μm, které obdobně jako u předchozího čističe nepropustí větší nečistoty
Průlinčité	s plstěnou nebo papírovou vložkou		Olej se protlačuje přes plstěné kotouče navlečené na děrované trubce. Plstěné čističe zachycují nečistoty velikosti 30 až 10 μm. Častěji se dnes používají čističe s papírovou vložkou podobné konstrukce, které zachycují nečistoty 16 až 10 μm, ve speciálním provedení až 5 μm
	ze spékaných kovů		Olej je protlačován póry spékaného kovu. Používají se pro nejjemnější filtraci. Jsou schopny zachytit nečistoty 5 až 3 μm

sloužit jako rezerva při vysazení generátoru, ale též jako generátor při krátkodobých cyklech opakujících se v delších časových intervalech (*tab. 24*).

Multiplikátory

Multiplikátor je hydraulické zařízení určené ke změně parametrů tlakové energie při stálém výkonu. Předává se v něm tlaková energie původní (vstupní) tekutiny tekutině nové (výstupní). Pomineme-li účinnost, platí vztahy (*obr. 123*):

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2 \,,$$

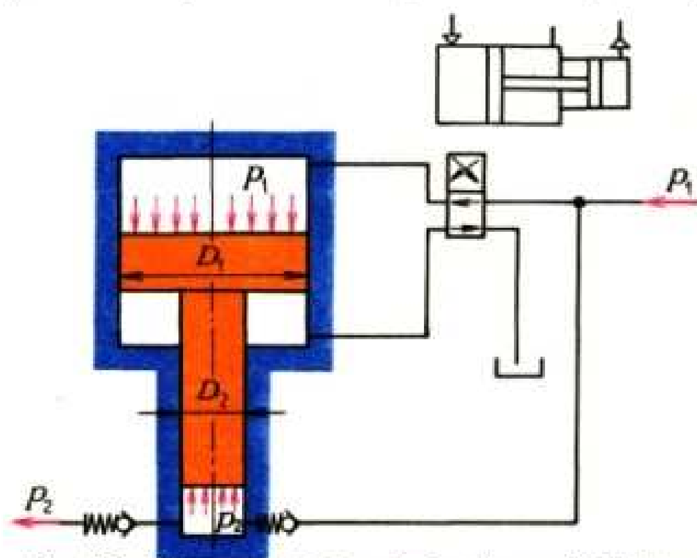
Tab. 24. Hydraulické akumulátory

Druh	Schéma	Funkce, princip a použití
Závažový		Dříve velmi rozšířený. Tlak v kapalině se dosahuje tíhou závaží *1*. $p = \frac{F_G}{S} = \frac{4F_G}{\pi d^2}$, kde F_G je tíha závaží, d – průměr plunžru. Zdvih $L \doteq 10$ až $15d$, účinnost $\eta = 0{,}7$ až $0{,}86$, rychlost $v_{max} \doteq 0{,}3$ až $0{,}5\ \mathrm{m \cdot s^{-1}}$. Výhodou je konstantní tlak. V poslední době se nepoužívají pro velkou rozměrnost
Pružinový	p_1 při L_1 p_2 při L_2	Tlaku v akumulátoru se dosahuje působením pružiny na píst, a proto i tlak je funkcí průběhu síly vyvozené pružinou. Volíme rozdíl: $p_2 - p_1 = \Delta p \doteq (0{,}1$ až $0{,}4)\,p_2$. Používají se pro malá množství a mohou pracovat v libovolné poloze
Plynový		Jsou analogické pružinovým akumulátorům – pružinu nahrazuje stlačený plyn *1*, oddělený od kapaliny *2* pryžovým vakem *3*. Změna tlaku a objemu plynu odpovídá změně tlaku a objemu kapaliny

vstupní zesílení: $$i = \frac{p_2}{p_1} = \frac{V_1}{V_2} = \frac{S_1 \,.\, L}{S_2 \,.\, L} = \frac{Q_1}{Q_2},$$

kde $V_{1,2}$ jsou geometrické objemy,
$S_{1,2}$ – pracovní plochy pístů,
L – pracovní zdvih členu multiplikátoru,
$Q_{1,2}$ – průtoky.

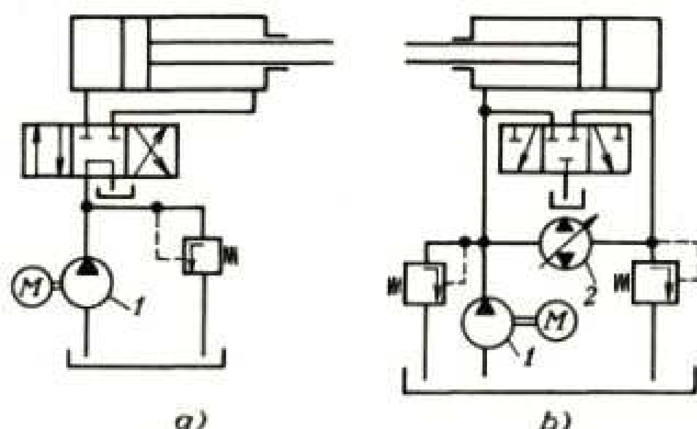
Multiplikátory rozdělujeme na
přímočaré (mohou být jednočinné nebo dvojčinné),
rotační (složené z hydromotoru a generátoru s pevně spojenými hřídeli).



Obr. 123. Schéma zapojení a princip práce multiplikátoru
p_1 – vstupní tlak, p_2 – výstupní tlak, D_1, D_2 – průměry pístů

3.3.7 Obvody hydrostatických mechanismů

Všeobecně se dělí na *otevřené* a *uzavřené* (*obr. 124*). Otevřený hydraulický obvod je takový, ve kterém se kapalina vrací po každém cyklu z motoru zpět do nádrže. V uzavřeném obvodu kapalina obíhá v uzavřeném okruhu, aniž se vrací do nádrže.



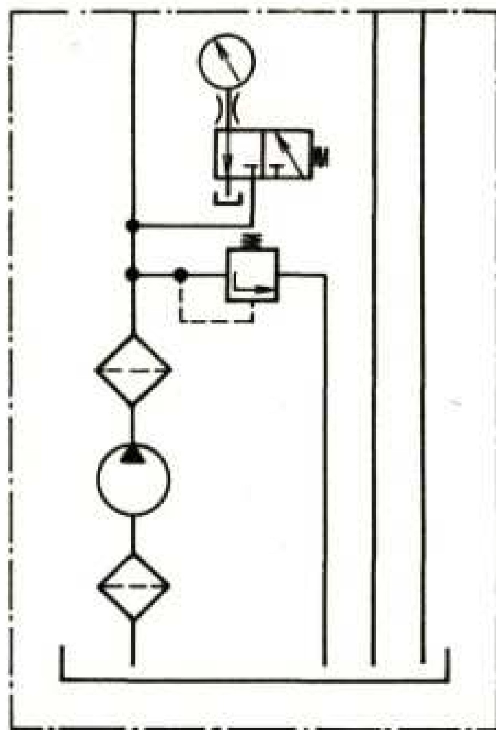
Obr. 124. Schéma a) otevřeného, b) uzavřeného obvodu hydrostatického mechanismu s přímočarým hydromotorem
1 – generátor s konstantním průtokem, *2* – reverzační generátor s proměnlivým průtokem

Hydraulické agregáty

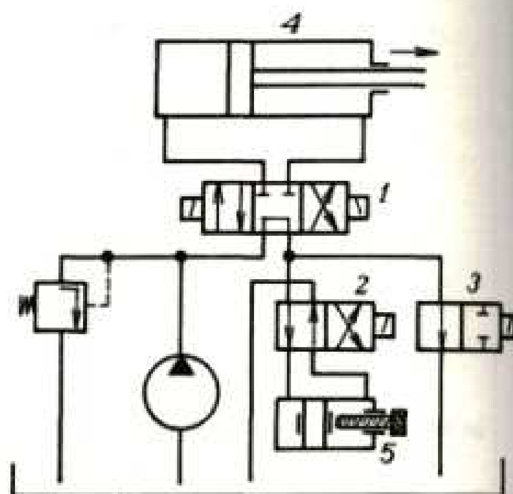
jsou kompletní nízkotlaké zdroje tlakového oleje a soustřeďují v kompaktní celek např. nádrž, sací koš, čerpadlo s elektromotorem, přepouštěcí a uzavírací ventily, manometr, tlakový čistič a příslušné vývody (*obr. 125*).

Použití hydrostatických obvodů

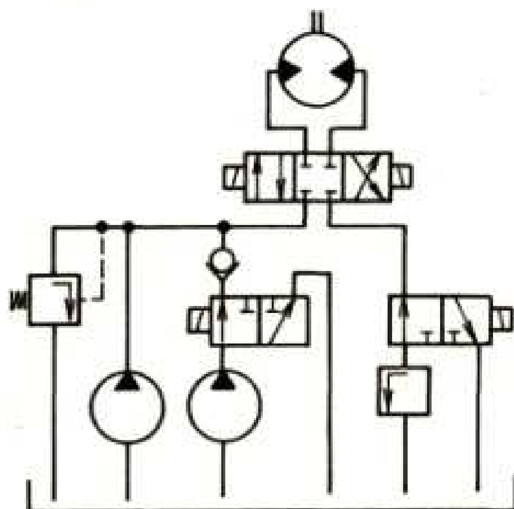
Hydrostatické obvody se s úspěchem stále více používají k usnadnění lidské práce, např. při upínání součástí ve svěrácích a přípravcích, ke zvyšování produktivity práce automatizací výrobních pochodů, jako např. automatizací dělicích přístrojů,



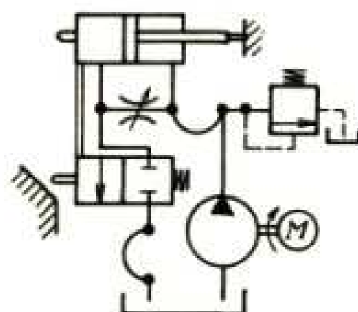
Obr. 125. Funkční schéma hydraulického agregátu PA 2 – 40 – 1.2



Obr. 127. Hydraulický obvod pro přerušovaný pohyb
Přerušovaný pohyb je zajištěn odměrným válcem *5* a řídí se zdvihem pístu nastavitelným stavěcím šroubem. Přestavováním šoupátka rozváděče *2* se řídí vyprazdňování pracovního válce *4*, a tím přerušovaný posuv směrem vpravo. Přestavováním šoupátka rozváděče *3* se mění plynulý posuv pístu válce *4* v přerušovaný



Obr. 126. Hydraulický obvod s jedním pracovním posuvem a rychloposuvem
Umožňuje jeden regulovatelný pracovní posuv a jeden rychloposuv oběma směry. Při rychloposuvu využíváme množství oleje dodávané oběma čerpadly



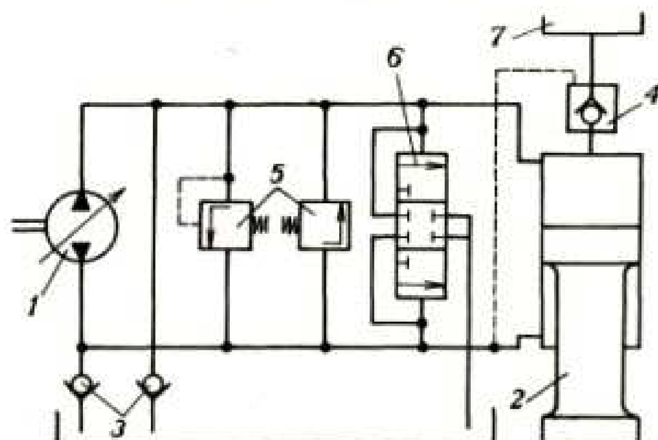
Obr. 128. Schéma jednohranového hydraulického kopírovacího systému (podle počtu pracovních hran řídicího šoupátka)
Generátor dopravuje kapalinu do prostoru válce s menší plochou pístu, část protéká škrticím ventilem na druhou stranu pístu. Při najetí dotyku na šablonu propojí šoupátko průtok do odpadu, a to tak dlouho, až se vytvoří rovnováha v systému

posuvů obráběcích strojů, k pohonu hydraulických lisů apod. V poslední době začíná hydrostatický převod nahrazovat mechanický i u pohonu motorových vozidel.

Dosti častým úkolem při modernizaci strojů je sestavit obvod, který by umožňoval plynule řízený pomalý pohyb (pracovní) a rychlý pohyb (*rychloposuv*) (*obr. 126*). Na *obrázku 127* je schéma obvodu s hydromotorem pro *přerušovaný posuv*. Použije se např. pro přísuv kotouče nebo drážkovací frézy v úvrati a v jiných případech.

Kopírování je důležité pro zvyšování přesnosti výroby a produktivity práce. I zde se s výhodou používá hydraulických obvodů (*obr. 128*).

Hydraulické lisy představují nejstarší průmyslové použití hydrostatických obvodů, u nichž lze dosáhnout velkých sil pístem ve válci tlakem kapaliny (*obr. 129*).



Obr. 129. Schéma hydraulického lisu s uzavřeným oběhem a s dodávkou tlakové kapaliny obousměrným generátorem
Rozváděč zde má funkci dekompresního ventilu, který spojuje část hlavního potrubí, nenacházející se právě pod tlakem, s nádrží
1 – obousměrný regulační hydrogenerátor, *2* – hydraulický lis, *3* – napájecí ventily, *4* – plnicí ventil, *5* – tlakové ventily, *6* – dekompresní ventil, *7* – nádrže

U *hydrostatických převodů* se změny kroutícího momentu a otáček mezi generátorem a motorem dosahuje podobně jako u mechanických převodů. Hydrostatické převody našly velké použití ve stavbě vozidel a zemních strojů, při pohonu vrátků, zdvihadel a obráběcích strojů. Hydrostatický převod pracuje podobně jako elektrický transformátor. Skládá se z *primární části* (generátor připojený k pohonu a blok ventilů) a ze *sekundární části* (hydromotor spojený s břemenem). Obvykle pracuje primární část jako čerpadlo, sekundární jako motor; při brzdění se jejich funkce vymění (*obr. 130*).

Funkce hydrostatického převodu s regulovatelným hydromotorem je kvantitativně vyjádřena rovnicemi stálosti průtoku a hydrostatického tlaku v mechanismu (beze ztrát):

$$Q = \alpha_1 \,.\, \omega_1 \,.\, V_{g1} = \alpha_2 \,.\, \omega_2 \,.\, V_{g2}\,, \quad \Rightarrow \quad \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\alpha_2 V_{g2}}{\alpha_1 V_{g1}} = i\,,$$

$$p = \frac{M_1}{\alpha_1 V_{g1}} = \frac{M_2}{\alpha_2 V_{g2}}\,, \quad \Rightarrow \quad \frac{M_2}{M_1} = \frac{\alpha_2 V_{g2}}{\alpha_1 V_{g1}} = i\,,$$

kde M_1, M_2 je kroutící moment primární, popř. sekundární části,

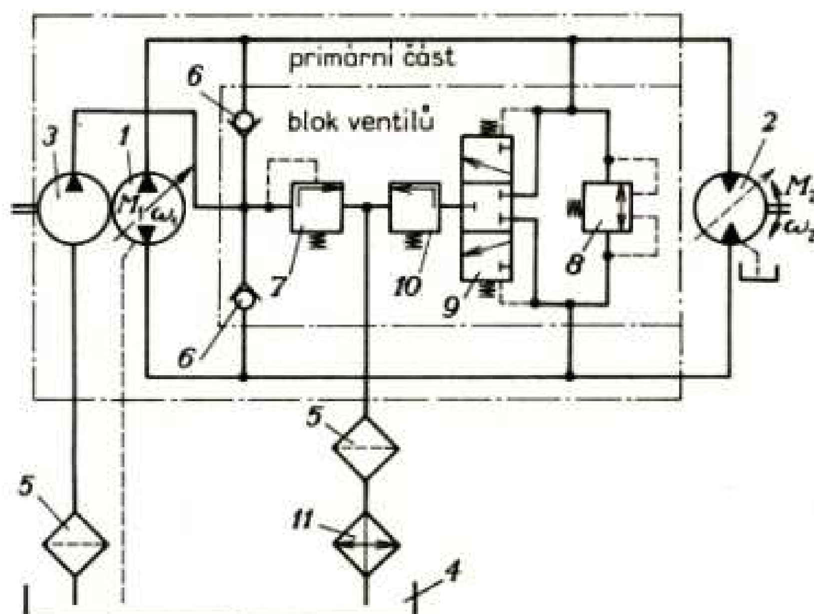
ω_1, ω_2 – úhlová rychlost primární, popř. sekundární části,

α_1, α_2 – stupeň regulace geometrického objemu generátoru, popř. motoru – $\alpha = \langle 1; -1 \rangle$,

V_{g1}, V_{g2} – geometrický objem generátoru, popř. motoru,

i – převodové číslo.

Pro $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ je převodové číslo $i = V_{g2}/V_{g1}$.

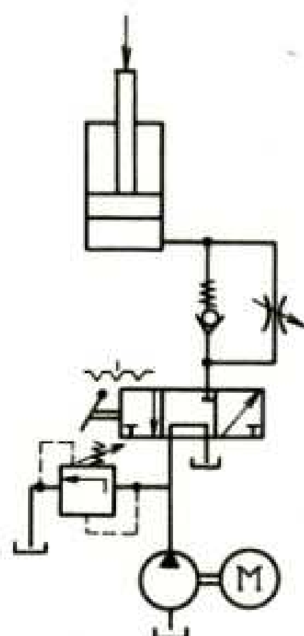


Obr. 130. Schéma hydrostatického převodu s uzavřeným oběhem
Obousměrný hydrogenerátor s regulovatelným průtokem *1*; v primární části je spojen dvěma větvemi hlavního vedení s obousměrným hydromotorem s event. regulovatelným průtokem *2*. Na hřídeli primární části je též pomocný (napájecí) generátor *3*, který dopravuje kapalinu z nádrže *4* přes čistič *5* k napájecím ventilům *6* do obou hlavních vedení. Pojistný ventil *7* zabraňuje zvýšení napájecího tlaku, který bývá 0,3 až 0,5 MPa a průtok napájecího čerpadla bývá zpravidla o 10 až 15 % vyšší než maximální průtok v primární části. Tlakový ventil *8* udržuje v hlavním vedení tlak 25 až 35 MPa. Při překročení tohoto tlaku nepřepouští se olej do nádrže, nýbrž do opačné větve hlavního vedení. Rozváděč *9* pracuje jako vyplachovací ventil, podobně jako dekompresní ventil u hydraulických lisů. Otevírá vždy výtok z té větve hlavního potrubí, ve které je nižší tlak; prudkému poklesu zabraňuje malý tlakový ventil *10*. Olej z vyplachovacího ventilu se vrací přes čistič *5* a chladič *11* do nádrže, což je účel vyplachování

Navrhování obvodů hydrostatických mechanismů

Nejprve se nakreslí funkční schéma a provedou základní výpočty. Při výpočtu se vychází od výstupního členu, navrhne se hydromotor a postupuje se zpět až ke generátoru, který musí být dimenzován tak, aby vyvodil dostatečný tlak k překonání užitečné zátěže a všech ostatních pasivních odporů.

Pak se provede výběr typizovaných prvků podle katalogů, norem a prospektů (ST1) tak, aby při dobré účinnosti nejlépe splňovaly požadované funkce. Nakreslí se montážní výkresy, provede se kontrolní výpočet a konečná úprava.



Obr. 131. Schéma jednoduchého hydraulického obvodu pro zvedání břemene a jeho regulovatelné spouštění

Příklad návrhu a výpočtu jednoduchého hydraulického obvodu (obr. 131). Navrhněte velikost a typy jednotlivých prvků obvodu hydraulického mechanismu pro zvedání břemene o hmotnosti $m = 1\,200$ kg maximální rychlostí $v_1 = 200\ \text{mm}\,.\,\text{s}^{-1}$. Rychlost klesání břemene v_2 má být regulovatelná v mezích 2 až 80 mm . s^{-1}.

Řešení: Zvolíme hydraulický válec 63 × 400 JHVJ 63 (ST1) a vypočteme pracovní tlak p z poměru tíhy F_G a plochy pístu $S = 3{,}12\,.\,10^{-3}\ \text{m}^2$:

$$p = \frac{F_G}{S} = \frac{m\,.\,g}{S} = \frac{1\,200\ \text{kg}\,.\,9{,}81\ \text{m}\,.\,\text{s}^{-2}}{3{,}12\,.\,10^{-3}\ \text{m}^2} = 3{,}8\,.\,10^6\ \text{Pa} = 3{,}8\ \text{MPa}\,.$$

Pro tento pracovní tlak můžeme použít zubový generátor typu JHZJ s jmenovitým tlakem 5 MPa. Průtok generátoru se vypočítá z plochy pístu S a rychlosti zvedání v_1:

$$Q = S\,.\,v_1 = 3{,}12\,.\,10^{-3}\ \text{m}^2\,.\,0{,}2\ \text{m}\,.\,\text{s}^{-1} = 0{,}624\ .\ 10^{-3}\ \text{m}^3\,.\,\text{s}^{-1} = 37{,}44\ \text{l}\,.\,\text{min}^{-1}$$

Ve ST1 vyhledáme zubový generátor dodávající nejbližší vyšší množství. Tím je generátor JHZJ 40 o světlosti výtlačného potrubí Js15. Podle jmenovité světlosti volíme dále ze ST1 rozváděč RSPr 4315, zpětný ventil JHDZs 15 a přepouštěcí ventil VP1 – 15. Zbývá určit velikost a typ regulačního ventilu, který navrhneme podle potřebného minimálního a maximálního průtoku. Platí:

$$Q_{min} = S\,.\,v_{2\,min} = 3{,}12\,.\,10^{-3}\ \text{m}^2\,.\,2\,.\,10^{-3}\ \text{m}\,.\,\text{s}^{-1} = \\ = 6{,}24\,.\,10^{-6}\ \text{m}^3\,.\,\text{s}^{-1} = 0{,}374\ \text{l}\,.\,\text{min}^{-1}$$

$$Q_{max} = S\,.\,v_{2\,max} = 3{,}12\,.\,10^{-3}\ \text{m}^2\,.\,80\,.\,10^{-3}\ \text{m}\,.\,\text{s}^{-1} = \\ = 249{,}6\,.\,10^{-6}\ \text{m}^3\,.\,\text{s}^{-1} = 15\ \text{l}\,.\,\text{min}^{-1}$$

Podle ST1 volíme škrticí ventil VS1 – 10 o jmenovitém průtoku $266{,}7 \cdot 10^{-6}\ m^3 \cdot s^{-1} =$ $= 16\ l \cdot min^{-1}$.

Výkon elektromotoru k pohonu zubového generátoru vypočteme pro maximální průtok $Q = 624 \cdot 10^{-6}\ m^3 \cdot s^{-1}$, tlak 3,8 MPa a předpokládanou celkovou účinnost $\eta = 0{,}75$ ze vztahu:

$$P = \frac{Q \cdot p}{\eta} = \frac{624 \cdot 10^{-6}\ m^3 \cdot s^{-1} \cdot 3{,}8 \cdot 10^6\ Pa}{0{,}75} = 3\,160\ W \doteq 3{,}2\ kW .$$

3.3.8 Obsluha a údržba hydraulických zařízení

Je nutno:

1. denně zkontrolovat výšku hladiny v nádrži, tlak, teplotu kapaliny po 30 minutách provozu,
2. týdně prohlédnout těsnost spojů,
3. čtvrtletně vyměnit vložky čističů,
4. každoročně vyměnit kapalinu včetně vyčištění nádrže a sacího čističe.

Nejčastější místa poruch bývají řídicí prvky a vedení, méně generátory, hydromotory a spotřebiče. Příčina jejich poruch bývá zejména znečištění kapaliny, opotřebení, a často i přetěžování.

3.4 Pneumatické mechanismy

Stlačený vzduch se dnes používá v mnoha oblastech našeho národního hospodářství. Slouží k usnadnění a zrychlení práce a zvýšení její bezpečnosti. Velkou oblast tvoří využití stlačeného vzduchu pro účely mechanizace a automatizace, kde slouží k vykonávání podávacích, pracovních a pomocných pohybů.

3.4.1 Stlačený vzduch

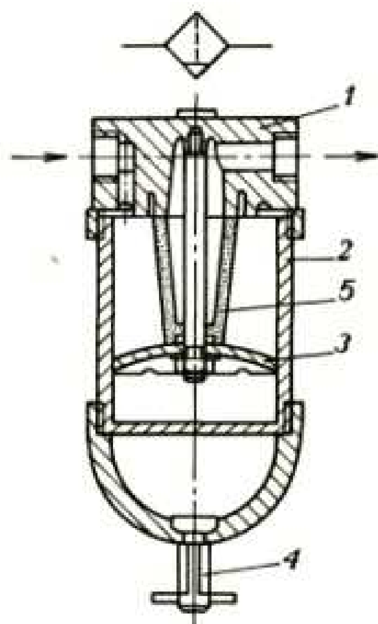
U pneumatických mechanismů je nositelem energie stlačený vzduch. Hospodárná je centrální výroba a rozvod stlačeného vzduchu.

Volba kompresoru se řídí zejména podle spotřeby vzduchu. Používají se:
rychloběžné pístové kompresory do $630\ m^3 \cdot h^{-1}$,
pomaloběžné pístové kompresory od 630 do $25\,000\ m^3 \cdot h^{-1}$,
lamelové kompresory od 950 do $6\,300\ m^3 \cdot h^{-1}$,
radiální odstředivé kompresory od 6 300 do $100\,000\ m^3 \cdot h^{-1}$.

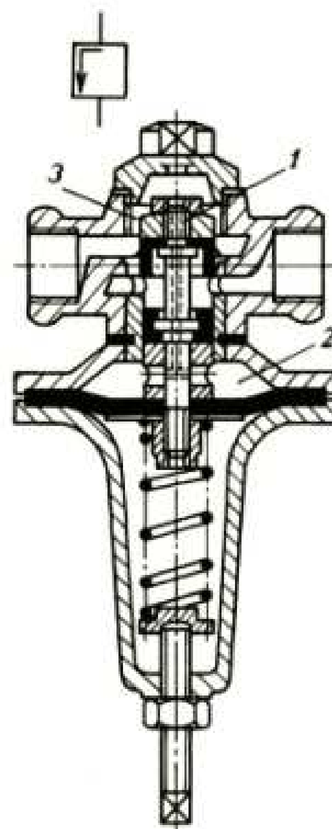
Pro malá pneumatická zařízení se používá pojízdný agregát, obsahující pístový kompresor s elektromotorem, vzdušníkem a automatickou regulací.

Kompresory vytlačují vzduch do *vzdušníku*, který vyrovnává pulsující proud vzduchu a kryje špičkovou spotřebu zařízení. Objem vzdušníku je 20 až 50násobek zdvihového objemu kompresoru. Množství vzduchu dodávané kompresorem se

přizpůsobuje odběru vzduchu a tlak v síti je udržován co možná konstantní. Rychlost proudění vzduchu v potrubí bývá 10 až 15 $m.s^{-1}$. Přípojky spotřebičů vedou od hlavního potrubí vždy vzhůru a jsou opatřeny uzavíracími kohouty. V nejnižších místech potrubí jsou odlučovače vody. *Tlakovzdušný rozvod* je nutno za 1 až 2 roky přezkoušet na těsnost a tlakovou ztrátu.



Obr. 132. Čistič tlakového vzduchu a odlučovač vody
Vzduch je ve víku *1* usměrněn tak, aby rotoval v nádrži čističe *2*. Zkondenzované kapky vody jsou odstředivou silou vrhány na stěny nádoby a stékají na dno *3*. Vložka čističe ze spékaného bronzového prášku *5* zadrží nečistoty > 35 μm. Čistič se čistí vypráním vložky v petroleji a profouknutím stlačeným vzduchem v opačném směru



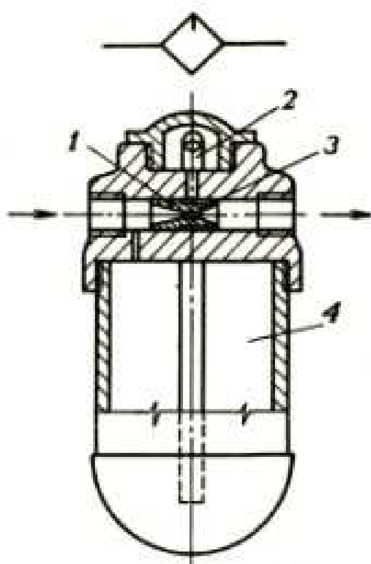
Obr. 133. Regulační ventil
Udržuje tlak p_2 na konstantní výši nezávisle na výkyvech tlaku p_1 v síti a na zatížení spotřebiči. Tlak p_2 působí otvorem ve ventilové tyčce *1* na membránu *2* proti síle pružiny a reguluje škrticí mezeru *3*, čímž se mění pokles tlaku ve škrticí mezeře a průtok ke spotřebiči

Úprava stlačeného vzduchu. Bezprostředně před spotřebičem je další odvodnění, čištění a smíšení tlakového vzduchu s olejovou mlhou pro mazání pneumatických přístrojů. Speciální práce, jako stříkání barvy nebo tryskání písku, vyžadují dokonale suchý a olejem neznečištěný vzduch. Ten se ze stlačeného vzduchu odstraňuje adsorpčním filtrem.

Čistič tlakového vzduchu a odlučovač vody jsou na *obr. 132*, *redukční ventil* na *obr. 133* a *maznice na olejovou mlhu* na *obr. 134*.

3.4.2 Princip a použití

K stlačení vzduchu je třeba dodat energii, kterou si vzduch ponechává a pak v různých pneumatických zařízeních, např. v pracovních válcích, pneumatických motorech aj., ji mění na mechanickou práci.



Obr. 134. Maznice na olejovou mlhu
Olej je nasáván poklesem tlaku při průtoku dýzou *1* z nádrže *4* potrubím *2* do prstencového prostoru *3* za dýzou a odtud strhován vzduchem a rozprašován. Množství rozprášeného oleje se nastaví škrticím orgánem v potrubí *2*

Výhody pneumatických mechanismů

1. jednoduchost konstrukce a údržby,
2. možnost přetížení a práce v libovolné poloze,
3. malá hmotnost,
4. bezpečnost provozu (nejiskří) a spolehlivost ve vlhkých a prašných prostředích,
5. plynulá regulace rychlosti a plynulý růst sil.

Nevýhodou jsou především vysoké náklady na energii spotřebovanou k stlačení vzduchu.

Stlačený vzduch se používá u řady mechanizačních prostředků, jako jsou pneumatická kladiva, vrtačky, brusky, vzduchové brzdy atd.

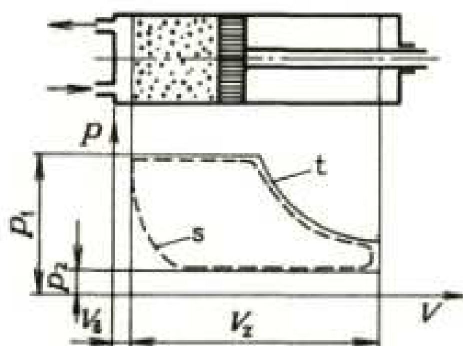
3.4.3 Prvky pneumatických mechanismů

Tlakový vzduch z ústředního rozvodu se vede přes úpravárenská zařízení (kap. 3.4.1) a řídicí prvky do *pneumatických motorů*, které mohou být:
pístové (dnes málo používané) – princip obdobný jako u parních strojů (*obr. 135*),
lamelové (*obr. 136*),
zubové – v principu shodné s hydromotory.

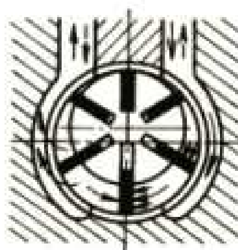
Úderné pneumatické stroje, u nichž volný píst koná kmitavý pohyb, jsou:
nárazové – píst je pevně spojen s pracovním nástrojem,
příklepné – píst přiklepává v dolní úvrati na stopku pracovního nástroje (*obr. 137*).

K automatizaci a mechanizaci jednoduchých zdvihových pohybů a částečně také k pohonu jednoúčelových, poměrně složitých strojů se používají pneumatické válce, jak pístové (*obr. 138*), tak i membránové.

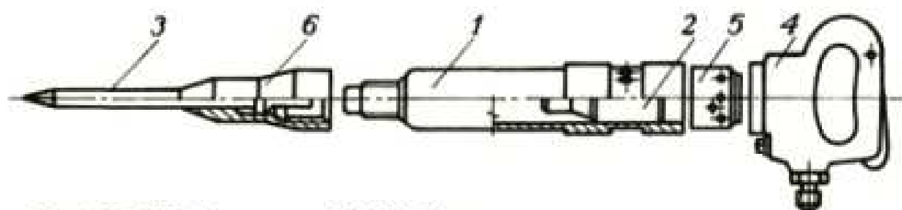
Rozdíly proti hydrostatickým mechanismům se projevují v důsledku stlačitelnosti a menší viskozity vzduchu. Proto nemají vzduchové motory rovnoměrný pohyb, mají sklon ke kmitání a nižší provozní tlak dovoluje jen malé tlaky na píst. Přetlak v zařízení bývá obvykle od 0,2 do 1 MPa, rychlost ve vzduchovém válci až 5 m . s⁻¹.



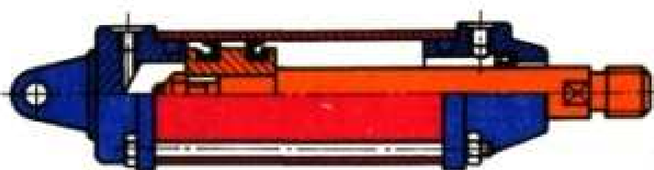
Obr. 135. Schéma práce pístového motoru v diagramu *p–V*
t – teoretický oběh, s – skutečný oběh, V_z – zdvihový objem, $V_š$ – škodlivý prostor, p_1 – plnicí tlak, p_2 – tlak vzduchu ve výfuku



Obr. 136. Schéma a princip práce lamelového motoru se stejným výkonem a otáčením v obou smyslech. Používá se u pneumatických utahováků apod.



Obr. 137. Sbíjecí pneumatické kladivo
V ocelovém válci *1* se pohybuje volný píst *2*, který v dolní úvrati přiklepává na stopku pracovního nástroje *3*. Stlačený vzduch se přivádí rukojetí *4* do rozváděcího zařízení *5*. Objímka *6* slouží k přidržení pracovního nástroje



Obr. 138. Pneumatický válec těsněný manžetami

Kromě ocelových *trubek* a *šroubení* s těsnicím kroužkem jsou pro pneumatické mechanismy zvlášť vhodné *plastové trubky a hadice* z PVC a PE pro jejich malou drsnost stěn. Tlakový vzduch vystupující do atmosféry je veden přes tlumiče hluku, což jsou v podstatě porézní tělesa (např. ocelová vlna, keramika nebo pórovité pěněné plasty).

Ventily

U pneumatických mechanismů se používá pojem *„rozvodný ventil"*, pod kterým se rozumí všechny rozvodné orgány, ať už jsou to uzavírací ventily, nebo jiné rozvodné orgány.

Ventily mohou být ovládány mechanicky, elektromagneticky nebo pneumaticky, a to buď přímo, nebo nepřímo pomocným obvodem. Většinou se každý typ dodává pro různé způsoby upevnění a v poslední době se uplatňují tzv. *blokové konstrukce*, které dovolují uspořádat libovolný počet ventilů bez delších potrubí k jejich propojení.

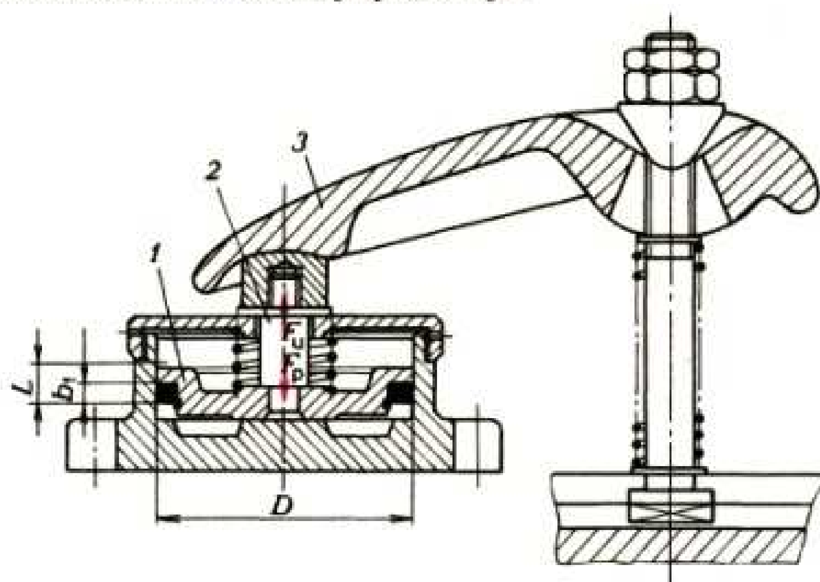
Tab. 25. Pneumatické ventily

Druh	Schéma	Popis a princip	Použití
Trojcestný vačkový		Funkce je zřejmá z obrázku. Tyto ventily mohou být ovládány ručně nebo nožním tlačítkem	Nezávisle na způsobu ovládání se konstruují a používají dva typy ventilů: – stlačením ventilu se tlakový vzduch do spotřebiče přivádí, – stlačením ventilu se spotřebič odvětrává
Zpětný		Dokonalého těsnění je dosaženo těsnicím pryžovým kroužkem, který těsní i při vniknutí malých nečistot. Princip a druhy jsou shodné s hydraulickými zpětnými ventily	Mají podle možnosti dokonale zabraňovat proudění v jednom směru a v opačném umožňovat průchod s nejmenší ztrátou. Těmto podmínkám nejlépe vyhovují membránové ventily nebo ventily s velkými kuželkami
Škrticí		Nastavení škrceného průřezu se provede šroubem *1* a pojistí maticí *2*	Slouží většinou k nastavování rychlosti pístu pracovního válce. Má-li být škrcen jen jeden směr pohybu, používá se kombinace škrticího a zpětného ventilu

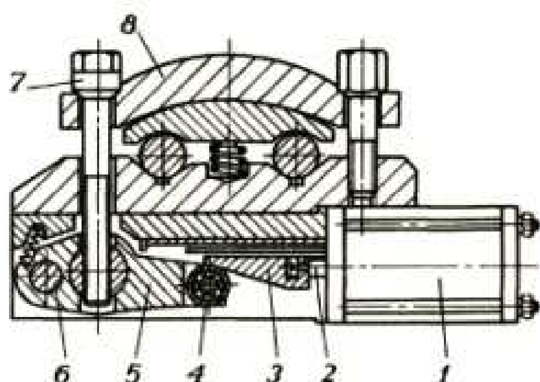
V *tabulce 25* jsou některé druhy používaných ventilů. Principy jsou vcelku podobné prvkům pro řízení směru, tlaku a průtoku kapaliny u hydraulických mechanismů.

3.4.4 Použití pneumatických mechanismů

Princip práce pneumatického válce se využívá např. u pneumatických důlních podpěr, zvedáků, pneumatických svěráků, upínek a jiných svěracích a upínacích zařízení, u svařovacích, formovacích a jiných strojů.



Obr. 139. Konstrukční schéma pneumatické upínky
Stlačený vzduch se přivádí pod píst *1*, jehož pístnice *2* se opírá o dvouramennou páku *3*. F_u – upínací síla, F_p – síla pružiny, *D* – průměr pístu, *L* – zdvih pístu, b_1 – šířka těsnicí manžety



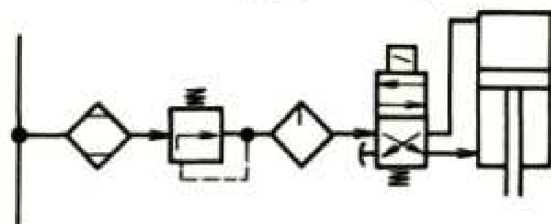
Obr. 140. Konstrukční schéma pneumatického upínače
1 – pneumatický dvojčinný válec, *2* – pístnice, *3* – klín, *4* – kladička, *5* – páka, *6* – čep páky (otočný bod), *7* – šroub, *8* – upínací třmen

Při upínání na obráběcích strojích, při svařování apod. se používá *pneumatických upínek* (*obr. 139*). Umožňují upínání bez vynaložení fyzické námahy a zkracují upínací časy. Upínací síla je vyvozena jednočinným pneumatickým válcem a dosahuje při přetlaku 0,5 MPa 2 až 16 kN.

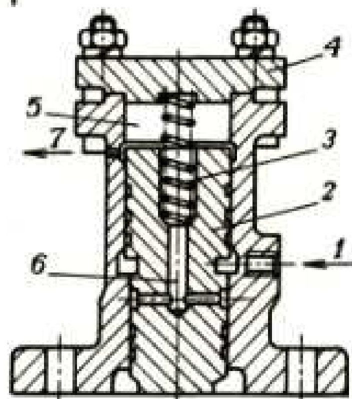
Využití dvojčinného pneumatického válce pro *upínání obrobků* je na *obr. 140*. Na pístnici pneumatického válce je připevněn klín, o který se opírá kladička upínací

páky spojené šroubem s upínacím třmenem. Při pohybu pístu dochází k pootočení páky kolem otočného bodu, a tím i k upnutí nebo uvolnění součásti.

Pneumatický mechanismus se používá též *k pracovnímu pohonu bodových svářeček*. Pneumatický válec je zavěšen v rámu stroje a nese horní pohyblivou svářecí elektrodu. Při svařování přitlačí tuto elektrodu na svařovaný materiál položený na spodní pevné elektrodě. Ve výchozí poloze mechanismu zajišťuje válec příslušnou světlou výšku mezi elektrodami, potřebnou pro vložení a vyjmutí spojovaných součástí. Funkční schéma zapojení hlavy bodové svářečky je na *obr. 141*.



Obr. 141. Funkční schéma pneumaticky ovládané bodové svářečky



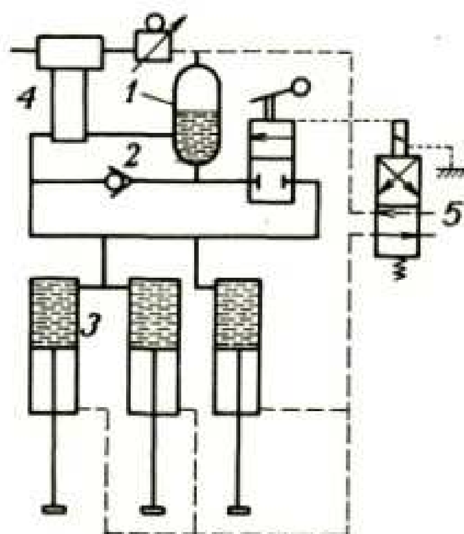
Obr. 142. Konstrukční schéma pneumatického vibrátoru
Stlačený vzduch působí na mezikruží pístu *2* a zvedá jej proti tlaku pružiny *3*. Krátce před úderem na víko *4* spojí se horní prostor *5* nad pístem s přívodem tlakového vzduchu prostřednictvím kanálu *6* v pístu. Přetlakem vzduchu v horní části je píst sražen dolů na pracovní plochu. V dolní poloze nastane výfuk
1 – přívod stlačeného vzduchu, *2* – diferenciální píst, *3* – pružina, *4* – víko, *5* – prostor nad válcem, *6* – kanálek v pístu, *7* – otvory výfuku

Na *obrázku 142* je konstrukční schéma *pneumatického vibrátoru* používaného např. při zhutňování pískových slévárenských forem a také tam, kde jsou zapotřebí otřesy s nárazy kolmo na pracovní stůl. Vibrátor se upevní pomocí šroubů spodní přírubou na pracovní plochu. Stlačený vzduch se přivádí střídavě pod diferenciální píst a nad něj, a ten svými drážkami, kanály a hranami tvoří rozvod vzduchu pro svůj kmitavý pohyb.

3.5 Hydraulicko-pneumatické mechanismy

Hydraulické i pneumatické válce jsou pro přímočaré pohyby většinou výhodnější než mechanické pohony jak pro svou jednoduchost, tak i pro možnost snadné a plynulé regulace rychlosti pohybu škrticími ventily. Přesto se hydraulické a pneumatické

pracovní válce chovají v činnosti naprosto rozdílně, protože kapaliny jsou teoreticky nestlačitelné, kdežto vzduch je pružný. Kromě toho pracovní tlaky mohou v hydraulice dosahovat i desítek MPa, kdežto u pneumatických mechanismů jdou běžná maxima do 1 MPa.



Obr. 143. Schéma lisu na dýhy, u něhož je možno pneumaticko-hydraulickým generátorem stupňovat tlak
Olej z nádrže *1* se tlakem vzduchu vytlačí přes zpětný ventil *2* do pracovních válců *3*. Vzrůstem odporu při lisování se zavře zpětný ventil a začne pracovat generátor – zesilovač *4* – plným lisovacím tlakem. *5* – přívod tlakového vzduchu do rozváděče

Je však možno výhody hydraulických válců (malé rozměry, přesně regulovatelná rychlost pístu i při proměnném odporu a možnost zajištění válce v určitých polohách) v jistých případech spojovat s výhodami pneumatických válců (pružná poddajnost a rychlý pohyb). Hydraulicko-pneumatické pohony se používají s výhodou pro posuv obráběcích strojů, které lze potom i snadno automatizovat.

Kombinací pneumatického válce s velkou plochou pístu a hydraulického válce s malou plochou pístu lze zvyšovat tlak. Tento mechanismus se nazývá *pneumaticko-hydraulický generátor* (*obr. 143*).

OTÁZKY A ÚKOLY

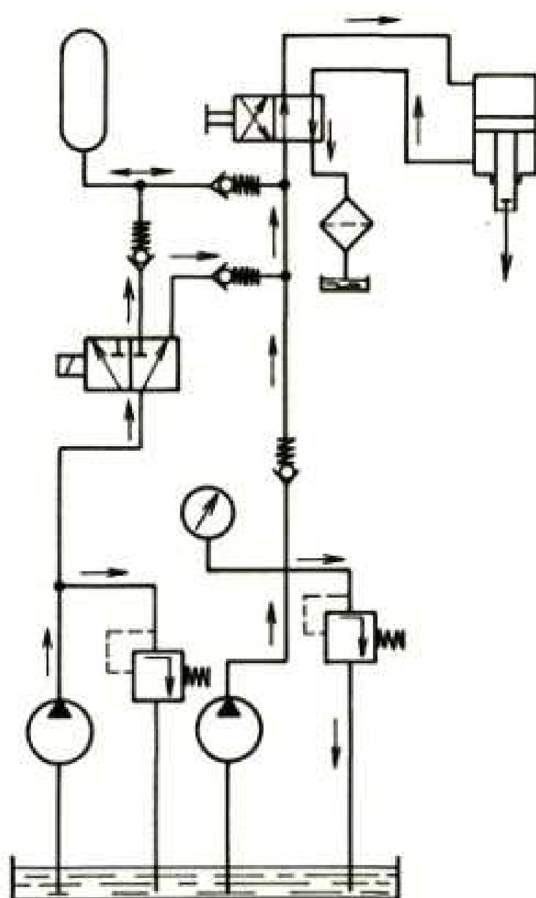
3.1 Grafické značky a schémata

1. Jaká energie se využívá v tekutinových mechanismech?
2. Podle ST1 vysvětlete význam jednotlivých značek na *obr. 144*.

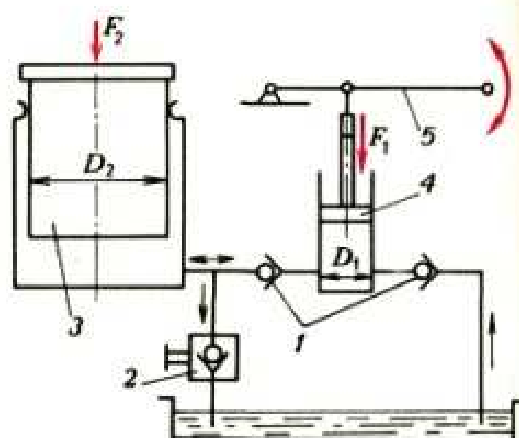
3.3 Hydrostatické mechanismy

1. Které kapaliny nejlépe vyhovují základním parametrům hydraulických kapalin a proč?
2. Jaké jsou výhody a nevýhody hydrostatických mechanismů a kdy je výhodné jich použít?
3. Vysvětlete princip hydraulického zvedáku a stanovte poměr $F_2 : F_1$ (*obr. 145*).
4. Vypočtěte příkon generátoru pro požadovaný provozní tlak $p = 6$ MPa, objemový průtok $Q = 5 \cdot 10^{-5}\ m^3 \cdot s^{-1}$ a účinnost generátoru $\eta = 0{,}8$.
5. Na čem je závislá rovnoměrnost dodávky jednotlivých generátorů?

6. Co je to hydrostatický převodník?
7. Jaký je rozdíl mezi hydromotorem a hydrogenerátorem?
8. Píst hydromotoru má vyvodit sílu $F = 8$ kN při rychlosti $v = 0{,}5$ m . s^{-1}. Maximální zdvih $L = 200$ mm a průměr pístu $d = 80$ mm. Zjistěte výkon hydromotoru, potřebný tlak a pohybovou frekvenci.



Obr. 144. Hydrostatický pohon se dvěma generátory a akumulátorem



Obr. 145. Schéma hydraulického zvedáku *1* – zpětné ventily, *2* – ručně ovládaný zpětný ventil pro spouštění velkého pístu, *3* – velký píst, *4* – malý píst, *5* – ruční páka

9. Zjistěte otáčky axiálního pístového hydromotoru s pěti písty, jejichž zdvih $L_{max} = 15$ mm a průměr $d = 10$ mm. Průtok $Q = 0{,}1 \,.\, 10^{-3}$ m^3 . s^{-1}.
10. Jaké prvky použijeme pro řízení tlaku, průtoku a směru toku kapaliny v hydraulických obvodech?
11. Kam je vhodné zapojit do hydraulického obvodu škrticí ventil?
12. Jaký je rozdíl mezi nádrží a akumulátorem?
13. Zjistěte, jak se zvýší tlak v multiplikátoru, je-li $p_1 = 0{,}6$ MPa, $D_1 = 80$ mm a $D_2 = 20$ mm.
14. Jaké znáte hydrostatické obvody?
15. Které prvky musí mít obvod hydrostatického mechanismu z hlediska bezpečnosti?
16. Spotřebič má být poháněn hydrostatickým převodem s regulovatelnou primární a konstantní sekundární částí. Dáno: $\omega_{2\,max} = 140$ s^{-1}, $M_{2\,max} = 1\,200$ N . m, $\omega_1 = 420$ s^{-1}, $p_{max} = 30$ MPa. Jak velká musí být sekundární část? Jaký je potřebný největší průtok? Jak velký bude geometrický objem primární části, aby se dosáhlo daných otáček? Jak velký musí být M_1, abychom dosáhli bez uvažování ztrát při požadovaném výstupním momentu $M_{2\,max}$ a při $\alpha_1 = 1$ tlak v obvodu $p_1 = 10$ MPa? Jak velké je maximální převodové číslo pro $\alpha_1 = 1$ a $p_{max} = 30$ MPa?

17. Jak se postupuje při návrhu obvodu hydrostatického mechanismu?
18. Navrhněte schéma obvodu hydrostatického mechanismu včetně jeho prvků pro posuv obráběcího stroje, u kterého požadujeme pohyb vpřed i vzad rychlostí od 0,004 do 0,1 m . s⁻¹ při vyvození maximální dopředné síly 10 kN.

3.4 Pneumatické mechanismy

1. Jaká je nejhospodárnější výroba a dodávka stlačeného vzduchu pro pneumatická zařízení?
2. Jakým způsobem a proč je nutno tlakový vzduch před vstupem do pneumatických zařízení upravovat?
3. Jaké jsou výhody a nevýhody pneumatických mechanismů?
4. Jaké hnací jednotky se používají u pneumatických mechanismů? Popište jejich funkci a nakreslete schéma.
5. Porovnejte pneumostatické mechanismy s hydrostatickými.
6. Co rozumíme pod pojmem „rozvodný ventil"?
7. Vysvětlete funkční schéma bodové svářečky na *obr. 141*. Které prvky představují jednotlivé značky a jaký je význam těchto prvků v obvodu?

3.5 Hydraulicko-pneumatické mechanismy

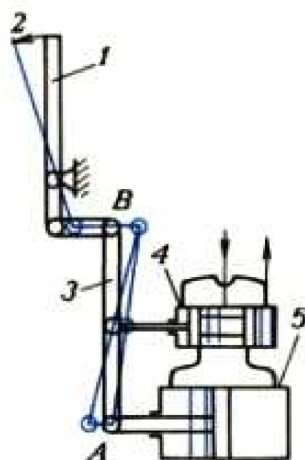
1. Jaké jsou přednosti hydraulicko-pneumatických mechanismů a jaké je jejich použití?
2. Porovnejte činnost multiplikátoru a pneumaticko-hydraulického generátoru.

3.6 Servomechanismy

3.6.1 Princip a použití

Servomechanismy využívají možnosti hydraulických, pneumatických a elektrických zařízení zesilovat jednoduchými prostředky malé řídicí síly. Základní části servomechanismů jsou:

řídicí část (např. páka, sledovací dotyk, regulátor otáček apod.),
zesilovací systém,
pracovní část – pohon,
zpětná vazba, která porovnává pohyb řídicí a pracovní části a v požadované poloze zastavuje např. pracovní část (*obr. 146*).

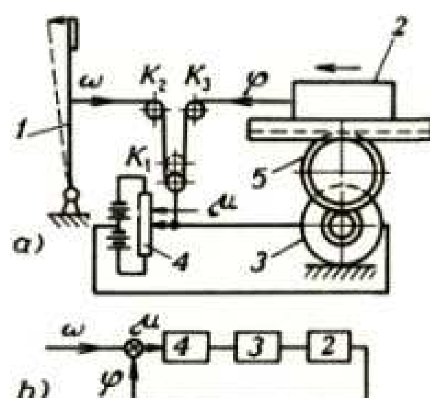


Obr. 146. Jednoduchý servomechanismus se zpětnou vazbou
Vychýlením páky *1* směrem *2* se páka *3* otáčí kolem bodu *A* a vysune šoupátko *4* doprava. Píst ve válci *5* se přiváděnou tlakovou kapalinou pohybuje doleva, přičemž pootáčí pákou *3* kolem bodu *B* tak dlouho, až se šoupátko opět vrátí do neutrální polohy

Všechny servomechanismy začínají působit teprve při určitém rozdílu polohy řídicí a řízené části. Snahou je, aby tento rozdíl byl co nejmenší, a tím byl také servomechanismus co nejcitlivější. Zvýšení citlivosti ale nesmí způsobit nestabilnost mechanismu.

Servomechanismy se používají v průmyslu, dopravě, a velmi jsou rozšířeny i ve vojenské technice, kosmonautice apod.

U číslicově řízených obráběcích strojů jsou např. servomechanismy využívány jako regulační pohony posuvů k řízení pohybu suportů, stolů apod.



Obr. 147. Polohový servomechanismus
a) schéma mechanismu, *b*) blokové schéma
Vychýlením páky *1* se posune volná kladka K_1 a přestaví běžce potenciometru *4* z nulové polohy. Motor *3* dostane napětí, začne se otáčet a přes převod *5* posouvá břemenem *2* ve směru vychýlení páky, čímž se potenciometr přesouvá opět do nulové polohy
1 – řídicí člen, *2* – břemeno, *3* – motor, *4* – potenciometr, *5* – převod, K_1, K_2, K_3 – kladky; ω – řídicí veličina, φ – poměrná regulační odchylka, μ – poměrná akční veličina

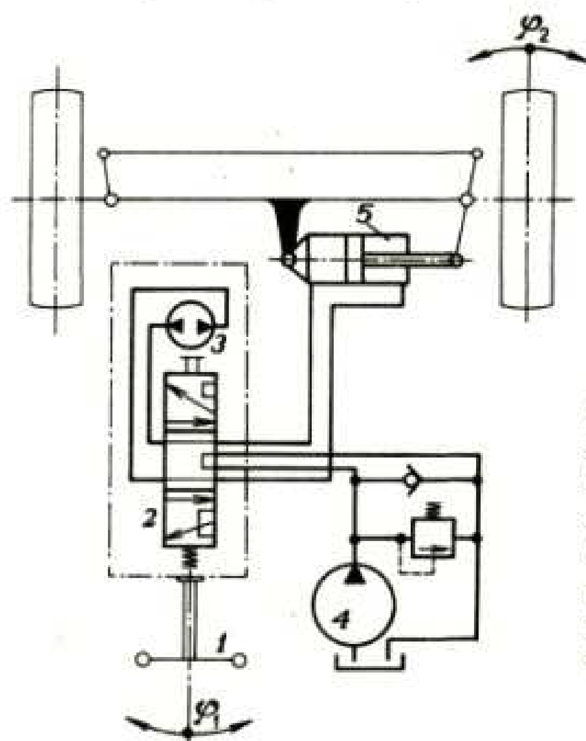
Úkolem servomechanismů není jen snížit námahu dělníka, ale i zvýšit produktivitu práce, přesnost výroby a hlavně spolehlivost provozu.

V běžné strojírenské praxi se nejčastěji používají *servomechanismy polohové* (*obr. 147*). Sledovanými veličinami jsou u nich obvykle mechanický posuv nebo natočení hřídele, tedy změna polohy.

3.6.2 Hydraulické pohony

Hydromotory mohou být použity jako nedílná část servomechanismu nebo jako konečný pracovní člen. Jsou určeny převážně pro rotační pohyby, ale mohou s výhodou v některých případech nahradit válec. Rotační pohyb se u nich převádí na přímočarý např. pastorkem s ozubenou tyčí apod. Použití hydraulického válce jako pohonu přichází v úvahu tehdy, jde-li o menší objemový průtok oleje. Všechny dosud používané hydraulické motory v pohonech vykazují poměrně velké pasivní odpory při uvádění do pohybu.

U těžkých motorových vozidel, zejména terénních a půdních, je jejich ruční řízení velmi namáhavé a nezajišťuje dostatečnou bezpečnost. Proto byly vyvinuty některé typy hydraulických *servořízení*, u nichž odpadají mechanická spojení mezi volantem a řízenými koly nebo nápravami (*obr. 148*).



Obr. 148. Jednookruhové servořízení přední nápravy
Pootáčí-li se volantem *1*, vyvozuje se odměrným hydrogenerátorem *3* tlakový spád na rozváděči *2*, který přestavuje a propojuje průtok od pracovního hydrogenerátoru *4* přes odměrný k hydromotoru *5*

3.6.3 Pneumatické pohony

Vyznačují se jednoduchým a robustním provedením, čistotou provozu, vysokou provozní spolehlivostí, velkými přestavnými silami a poměrně krátkými přestavnými dobami. Nejčastěji používané pneumatické pohony jsou v *tab. 26*.

3.7 Hydrodynamické mechanismy

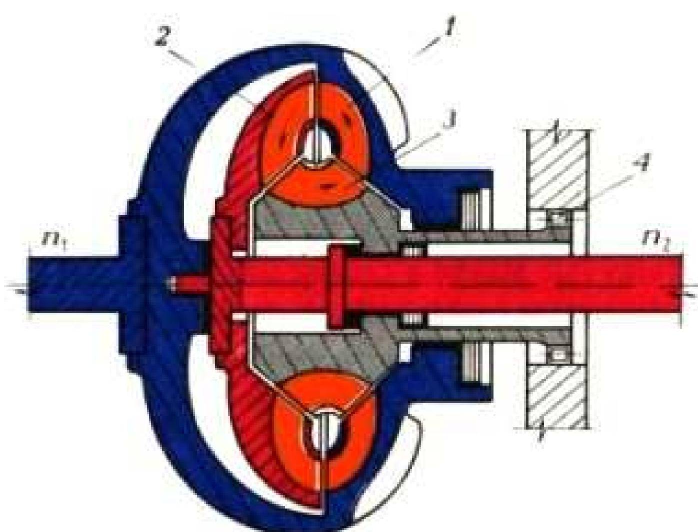
K přenosu mechanické enegie využívají rozdílu rychlostní energie, popř. rozdílu hybností prostředí přenášejícího energii. Konstrukce se vždy skládá z *generátoru* a *turbíny*. U hydrodynamické spojky (viz Stavba a provoz strojů I) proudí kapalina vystupující z generátoru přímo do kanálů turbínového kola. Vložíme-li však mezi turbínu a generátor *rozváděč* (*reakční element, reaktor*), vznikne tzv. *proudový měnič kroutícího momentu* (*obr. 149*), který můžeme považovat za automatický převod s nekonečným počtem převodových čísel.

Proudové měniče se převážně používají při přenosu kroutícího momentu ze spalovacího motoru na klasickou převodovku. Vyhovují zcela všem nesnadným podmínkám provozu nejrozmanitějších typů vozidel, např. městských autobusů ŠM 11, kde jsou součástí převodovky 2H70 Praga, vyvinuté ve spolupráci Ústavu pro výzkum motorových vozidel v Praze se sovětským výzkumným ústavem NAMI v Moskvě.

Tab. 26. Pneumatické pohony

Membránové	Pístové	
	jednočinné	dvojčinné
p_v, 2, 1, Δy	p_v	p_n, p_v, p_1, p_2
Tlak p_v přiváděný z pneumatického zesilovače nad membránu *1* je vyvažován působením pružiny *2*. Neuvažujeme-li tření, je: $\Delta y = \frac{S_m}{c} \cdot \Delta p_v$, kde S_m je plocha membrány, c – tuhost pružiny	Pístové pohony umožňují proti membránovým větší přestavné síly a větší pracovní zdvihy	
	Řídicí tlak p_v se zavádí pouze na jednu stranu pístu. Princip je obdobný jako u membránových pohonů	Dvojčinné pístové pohony pracují nejčastěji se šoupátkovým rozvodem, ovládaným menším membránovým pohonem. p_v – výstupní tlak z pneumatického zesilovače, p_n – napájecí tlak

Vlivem třecích sil a zpětného působení regulačního orgánu dostáváme určitou oblast nejistého nastavení, která může být až 50 % celkového zdvihu; proto opatřujeme pneumatické pohony tzv. korektorem



Obr. 149. Proudový měnič
1 – generátor, *2* – turbina, *3* – reaktor, *4* – volnoběžka; n_1 – hnací otáčky, n_2 – hnané otáčky

Nejdůležitější vlastností proudového měniče je jeho schopnost plynule a automaticky měnit otáčky a kroutící moment hnané strany v souladu se změnou zatížení. Další výhodou je několikanásobný záběrový moment hnané strany proti téměř konstantnímu vstupnímu momentu.

Proudové měniče nahradí při dobré účinnosti obvykle dva převodové stupně klasické převodovky.

Měniče, podobně jako hydraulické spojky, umožňují plynulý rozběh poháněného zařízení, tlumí rázy a vibrace, nevyžadují ovládací zařízení; výhodou také je, že prakticky nepodléhají opotřebení.

Vlivem hydraulických ztrát dochází (podobně jako u spojek) ke značnému zahřátí kapaliny, která se musí chladit. Měnič neumožňuje úplné přerušení spojení mezi motorem a poháněným zařízením a není také možno účinně brzdit motorem.

Nejjednodušší hydrodynamický měnič má jedno kolo generátorové, jedno turbínové a reaktorové (rozváděcí). Rozváděcí kolo převádí a usměrňuje kapalinu vystupující z turbínového kola tak, aby její proud vyhovoval poměrům na vstupu do generátorového kola. Je pevně spojeno s rámem stroje a představuje reakční člen, který umožní změnu momentu v měniči.

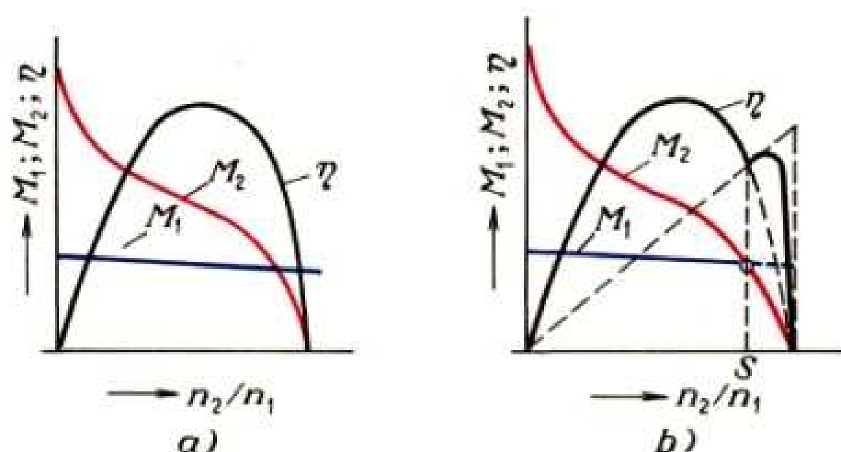
Na turbínové kolo působí v daném případě moment hybnosti kapaliny vytékající z generátoru a reakční moment je stejně velký jako moment hybnosti ve výtoku z turbíny. Směr působení reakčního momentu bude záviset na tom, na kterou stranu lopatek rozváděcího kola bude kapalina dopadat.

Při zanedbání všech ztrát:

$$M_2 = M_1 \pm M_R ,$$

kde M_2 je moment na hnaném hřídeli,
M_1 – moment na hnacím hřídeli,
M_R – moment rozváděče (reakční moment).

Při $M_R = 0$ bude $M_2 = M_1$, tj. měnič bude pracovat jako spojka.



Obr. 150. Průběh momentů M_1, M_2 a účinnosti η
a) u měniče s pevně uchyceným reduktorem k rámu stroje, *b*) u spojkového měniče;
S – spojkový bod

Tohoto poznatku se využívá při návrhu tzv. *spojkových měničů*, u nichž je reaktor uložen na volnoběžce. Při větším skluzu proudí kapalina na lopatky reaktoru tak, že se volnoběžka zaklíní. Reaktor vyvozuje reakční moment M_R, tj. provoz je v režimu měniče. Při určitém menším skluzu proudí kapalina na druhou stranu lopatek reaktoru, reaktor se může volně protáčet, nepřenáší moment a v takovém případě pracuje měnič jako spojka. Význam takové úpravy je zřejmý z vnější charakteristiky obyčejného a spojkového měniče (*obr. 150*). Tímto uspořádáním se zlepšuje účinnost v oblasti vpravo od spojkového bodu.

Kinematický převod i, momentový převod m a *účinnost η* měniče se určují:

$$i = \frac{n_1}{n_2}, \qquad m = \frac{M_2}{M_1}, \qquad \eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{M_2 \,.\, \omega_2}{M_1 \,.\, \omega_1} = \frac{M_2 \,.\, n_2}{M_1 \,.\, n_1} = \frac{m}{i}.$$

Momentový převod při maximálním skluzu se nazývá *násobnost měniče* a jeho hodnota bývá $m = 2$ až 2,5.

Maximální účinnost u měniče může být 90 % i více a závisí na konstrukčním uspořádání. Hydrodynamický měnič může mít i několik lopatkových kol (dvoustupňový nebo vícestupňový měnič).

Při *volbě měniče* se buď navrhne měnič osvědčeného typu na základě zákona podobnosti, nebo se použije měnič navržený pro přibližně stejné parametry.

OTÁZKY A ÚKOLY

3.6 Servomechanismy

1. Co jsou servomechanismy a jaké jsou jejich základní části?
2. Kdy začínají působit servomechanismy?
3. V čem je hlavní úkol servomechanismů v éře vědeckotechnické revoluce?
4. Co jsou polohové servomechanismy?
5. Jaký je rozdíl mezi hydraulickým pohonem a hydromotorem?
6. Čím se vyznačují pneumatické pohony?

3.7 Hydrodynamické mechanismy

1. Jaký je princip hydrodynamických mechanismů?
2. Co je proudový měnič a jaké má vlastnosti? Nakreslete a popište jeho schéma.
3. Jak se dosahuje změny momentu u hydrodynamického měniče?
4. Co jsou spojkové měniče?
5. Vypočtěte výstupní otáčky n_2 na hřídeli měniče, je-li jeho účinnost $\eta = 90$ %, vstupní otáčky od motoru $n_1 = 75\,s^{-1}$ a momentový převod $m = 1,5$.

VÝSLEDKY ÚKOLŮ

2.2 Šroubové mechanismy

6. Tr 63 × 30/3; $m = 110$ mm.

2.3 Pákové mechanismy

3. Pro $\sigma_{Do} = 70$ MPa; $M_o = 5\,800$ N . m; $b \times h = 40 \times 115$ mm.

2.5.1 Základy teorie klikového mechanismu

3. $r = 22$ mm; $l = 88$ mm; $c_s = 7{,}3$ m . s^{-1}; $\omega = 522$ s^{-1}; $a_h = 7\,500$ m . s^{-2}; $a_d = -4\,500$ m . s^{-2}.
4. $F_i = 800$ N; $F_n = 200$ N; $F_r = 0$; $F_{o\max} = F_{t\max} = 825$ N.
5. $F_{s\max} = 810$ N; $F_C = 420$ N; $m_z = 0{,}155$ kg.

2.5.2 Písty s příslušenstvím

3. $\sigma_o = 32{,}8$ MPa; $p = 0{,}097$ MPa.
5. $F_{i\max} = 3\,520$ N; $\sigma_o = 159$ MPa; $p_1 = 24{,}8$ MPa; $p_2 = 21{,}9$ MPa.

2.5.4 Ojnice

3. $\sigma_d = 70{,}4$ MPa; $\sigma_t = 16{,}2$ MPa.
4. $p = 21$ MPa; $\sigma_t = 19{,}3$ MPa.
5. $h \doteq 20$ mm; M 16, popř. M 14 × 1,5.

2.5.7 Výstředníkové mechanismy

2. $k_E = 38{,}5$.

2.8 Mechanismy s přerušovaným pohybem

3. Pro $\sigma_{Do} = 50$ MPa, $p_D = 220$ N . mm^{-1}; $D = 90$ mm; $t = 15{,}71$ mm; $h = 4$ mm; $a = 4$ mm; $a_1 =$ $= 3$ mm; $r_1 = 1{,}5$ mm; $b = 10$ mm; $M_k = 135$ N . m.

2.9 Mechanismy regulační a brzdicí

3. $n_0 = 20{,}5$ s^{-1} $= 1\,233$ min^{-1}; $F_C = F_z = 100$ N.

3.3 Hydrostatické mechanismy

3. D_2^2/D_1^2.
4. $P = 375$ W.
8. $P = 4$ kW; $p = 1{,}6$ MPa; $f = 2{,}5$ s^{-1}.
9. $n = 22$ s^{-1} $= 1\,320$ min^{-1}.
13. $p_2 = 4{,}8$ MPa.
16. $V_{g2} = 40 . 10^{-6}$ m^3; $Q = 5{,}6 . 10^{-3}$ m^3 . s^{-1}; $V_{g1} = 13{,}33 . 10^{-6}$ m^3; $M_1 = 133{,}3$ N . m; $i = 3$.

3.7 Hydrodynamické mechanismy

5. $n_2 = 45$ s^{-1} $= 2\,700$ min^{-1}.

DOPORUČENÁ LITERATURA A NORMY

1. Mechanismy

Charvát, J.: Teorie mechanismů. Liberec, Vys. škola stroj. a textilní 1967

2.1 Části kinematických mechanismů a jejich znázornění

Bárdoš, V.: Mechanizmy, I. časť, Základy teórie mechanizmov a strojov, I. diel. Bratislava, SVTL 1964
Charvát, J.: Teorie mechanismů. Liberec, Vys. škola stroj. a textilní 1967
Koževnikov, S. N. – Jesipenko, J. J. – Raskin, J. M.: Mechanizmy. Bratislava, SVTL/SNTL 1960

2.2 Šroubové mechanismy

Kochman, J.: Části strojů, díl I. Praha, naklad. ČSAV 1956
Pěkný, A.: Části strojů. Praha, SZN 1972
Richter, O. – Voss, R. – Kozer, F.: Součásti pro jemnou mechaniku. Praha, SNTL 1961
Vrzal, B. a kol.: Strojnické tabulky. Praha, SNTL 1972

ČSN 01 4050 Lichoběžníkový závit rovnoramenný. Základní rozměry
ČSN 01 4052 Lichoběžníkový závit nerovnoramenný. Základní rozměry
ČSN 01 4053 Lichoběžníkový závit nerovnoramenný zesílený 45. Základní rozměry
ČSN 01 4055 Kuličkový závit metrický. Základní rozměry
ČSN 01 4363 až 69 Licování a mezní úchylky lichoběžníkových závitů

2.3 Pákové mechanismy

Hajn, M.: Přehled přesné mechaniky. Praha, SNTL 1969
Richter, O. – Voss, R. – Kozer, F.: Součásti pro jemnou mechaniku. Praha, SNTL 1961

2.4 Kloubové mechanismy

Artobolevskij, J. J.: Teoria mechanizmov. Moskva, vyd. Nauka 1967
Brát, V.: Příručka kinematiky s příklady. Praha, SNTL/Alfa 1973
Koževnikov, S. N.: Teoria mechanizmov i mašin. Moskva, vyd. Mašinostrojenije 1967

2.5 Klikový mechanismus

Bolek, A., Janatka, J.: Části strojů, díl IV. Praha, naklad. ČSAV 1956
Chlumský, V.: Pístové kompresory. Praha, SNTL 1958
Kolektiv VÚNM a ČKD: Naftové motory čtyřdobé, I. díl. Praha, SNTL 1962
Pěkný, A.: Části strojů. Praha, SZN 1972

ČSN 02 7001 Pístní kroužky. Technické předpisy
ČSN 02 7003 Strukturní složení pístních kroužků
ČSN 02 7010 Pístní kroužky. Přehled
ČSN 02 7011 až 02 7014 Rozměrové normy těsnicích pístních kroužků
ČSN 02 7015 až 02 7022 Rozměrové normy stíracích pístních kroužků
ČSN 02 7026 Těsnicí pístní kroužky lichoběžníkové
ČSN 02 7031 Pojištění pístních kroužků
ČSN 02 9010 Těsnění. Průměry těsnicích prostorů

ČSN 02 9011 Pryžové těsnicí manžety. Konstrukční a montážní směrnice
ČSN 02 9012 Usňové těsnicí manžety. Konstrukční a montážní směrnice
ČSN 02 9250 Přehled pryžového tvářeného těsnění a hlavní údaje o jeho použití
ČSN 02 9251 Pryžové těsnicí manžety. Technické předpisy
ČSN 02 9260 Pryžové manžety U nevrstvené
ČSN 02 9261 Pryžové manžety U vrstvené
ČSN 02 9265 Pryžové manžety Y vrstvené
ČSN 02 9270 Pryžové manžety miskové M nevrstvené
ČSN 02 9271 Pryžové manžety miskové M vrstvené
ČSN 02 9272 Pryžové manžety brzdových válečků motorových vozidel. Rozměry
ČSN 02 9273 Pryžové manžety pro hlavní válce kapalinových brzd motorových vozidel. Rozměry
ČSN 02 9280 Kroužky kruhového průřezu pro těsnění pohyblivých částí
ČSN 02 9561 a 02 9562 Přítlačné kovové kroužky pro manžety U
ČSN 02 9565 a 02 9566 Přítlačné kovové kroužky pro manžety Y
ČSN 02 9567 Opěrné kovové kroužky pro manžety Y
ČSN 09 3351 Klikové hřídele naftových motorů. Technické předpisy
ČSN 09 3352 Výkovky klikových hřídelů pro naftové motory. Technické předpisy
ČSN 09 3353 Odlitky klikových hřídelů pro naftové motory. Technické předpisy
ČSN 11 0116 Průměry pístů (čerpadel)
ČSN 11 0118 Průměry plunžrů
ČSN 11 0450 a 11 0451 Ucpávkové matice s metrickým a trubkovým závitem
ČSN 11 0801 až 11 0820 Součásti ucpávek čerpadel
ČSN 30 1082 Matice ojničních šroubů. Jakost, zkoušení, přejímání
ČSN 30 2101 Písty ze slitin hliníku. Technické předpisy
ČSN 30 2103 Pístní čepy pro spalovací motory. Technické předpisy
ČSN 30 2130 Pístní čepy pro benzínové motory. Rozměry
ČSN 30 2131 Pístní čepy pro naftové motory. Rozměry
ČSN 30 2200 Klikové ústrojí. Klikové hřídele automobilových motorů. Technické předpisy
ONA 30 1080 Ojniční šrouby. Technické předpisy
ONA 30 2201 Ojnice pro automobilové a traktorové motory. Technické předpisy

2.6 Kulisové mechanismy

Tomeček, E. a kol.: Mechanická technologie, II. díl. Praha, SNTL 1959

2.7 Vačkové mechanismy

Černoch, S.: Strojně technická příručka, 1. díl. Praha, SNTL 1977
Grim, A.: Grafické řešení vaček pro jednoúčelové stroje. Praha, SNTL 1956
Mackerle, J.: Rozvod automobilového a leteckého motoru. Praha, Ústav pro učeb. pomůcky prům. a odb. škol 1947
Petrů, K.: Vačkové mechanismy pro výrobní stroje. Praha, SNTL 1962
ON 01 7012 Výpočet a konštrukcia rovinných a valcových vačiek
ČSN 30 2220 Vačkové hřídele. Technické předpisy

2.8 Mechanismy s přerušovaným pohybem

2.9 Regulační a brzdicí mechanismy

Richter, O. – Voss, R. – Kozer, F.: Součásti pro jemnou mechaniku. Praha, SNTL 1961
Šlesinger, J.: Součásti přístrojů pro 2. roč. SPŠE. Praha, SNTL 1969

3.1 Grafické značky a schémata

3.2 Nositelé energie

3.3 **Hydrostatické mechanismy**

3.7 **Hydrodynamické mechanismy**

Kříž, R. a kol.: Strojnické tabulky, 1. část. Praha, SNTL 1978
Mach, J. – Holec, F.: Mechanizace hydraulikou. Praha, SNTL 1964
Matička, R. – Vostrovský, J.: Hydraulické prvky. Praha, ČVUT 1972
Pivoňka, J. a kol.: Příručka hydraulických pohonů. Praha, SNTL 1969
Prokeš, J.: Hydraulické mechanismy. Praha, ČVÚT – SNTL 1967
Prokeš, J.: Hydraulické mechanismy v automatizaci. Praha, SNTL 1973
Volf, M.: Hydraulické spojky a měniče. Praha, SNTL 1965

ČSN 01 3722 Hydrostatické a pneumostatické mechanismy. Grafické značky prvků
ČSN 11 6003 až 11 6005 Zubová čerpadla
ČSN 11 6303 Jednovřetenová čerpadla. Základní údaje
ČSN 11 7003 Objemová čerpadla rotační a s kmitavým pohybem. Základní ustanovení
ČSN 11 7004 a 11 7006 Pístová čerpadla
ČSN 11 9000 Hydrostatické mechanismy. Názvosloví
ČSN 11 9001 Hydrostatické mechanismy. Pojmy, veličiny, značky, jednotky
ČSN 11 9005 a 11 9010 Hydrostatické prvky a zařízení
ČSN 11 9015 Hydrostatické soustavy traktorů a zemědělských strojů
ČSN 11 9051 až 11 9056 Akumulátory a nádrže
ČSN 11 9101 až 11 9104 Válce
ČSN 11 9105 Přímočaré hydromotory. Technické požadavky a metody zkoušení
ČSN 11 9201 a 11 9204 Hydromotory
ČSN 11 9205 Hydrostatické generátory a rotační hydromotory. Tech. požadavky a metody zkoušení
ČSN 11 9301 až 11 9305 Řídicí prvky
ČSN 11 9404 Zpětné a uzavírací ventily pro p_j 160 kp/cm² (16 MPa)
ČSN 11 9604 Přepouštěcí ventily pro p_j 160 kp/cm² (16 MPa)
ČSN 11 9701 a 11 9705 Čističe
ČSN 11 9801 Nádrže. Hlavní parametry
ČSN 11 9808 Hydraulika. Rychlospojky
ČSN 13 7700, 05, 10 Strojírenská šroubení nepájená
ČSN 13 7701, 02, 06, 07, 11, 12, 13 Strojírenská šroubení pájená
ČSN 13 7720 a 13 7721 Trubkové přípojky přímé
ČSN 13 7722 a 13 7723 Trubkové přípojky úhlové
ČSN 13 7724 a 13 7725 Trubkové přípojky T
ČSN 13 7726 a 13 7727 Trubkové přípojky stavitelné
ČSN 13 7772 a 13 7773 Šroubení trubková lehká
ČSN 13 7782 a 13 7783 Šroubení trubková těžká
ČSN 13 7821 Nízkotlaké letecké hadice s koncovkami
ČSN 13 7822 Vysokotlaké letecké hadice s koncovkami
ČSN 13 7931 Těsnicí prsteny pružné
ČSN 13 7950 až 55 Přesuvné matice

3.4 **Pneumatické mechanismy**

3.5 **Hydraulicko-pneumatické mechanismy**

Liška, A. – Kroupa, J. – Novotný, V.: Údržba a oprava pneumatických strojů, nástrojů a přístrojů. Praha, SNTL 1964
Zoebl, H.: Pneumatické stroje a přístroje. Praha, SNTL 1965
ČSN 01 3722 Hydrostatické a pneumostatické mechanismy. Grafické značky prvků
ON 10 9000 Pneumatické soustavy. Názvosloví. Část 1

ON 10 9103, 40, 41 Pneumatické rotační upínací válce
ON 10 9310 Reverzní šoupátko
ON 10 9420 Regulátor tlaku vzduchu. Přehled a velikosti
ON 10 9493 Kombinovaný ovládací přístroj tlakovzdušných rozvodů
ON 10 9495 Ovládací ventily pro tlakovzdušné pohony elektrických spínačů
ON 10 9530 a 31 Tlaková maznice
ON 10 9536 Čističe vzduchu. Přehled a velikosti
ON 10 9580 až 87 Ruční a nožní rozdělovače vzduchu

3.6 Servomechanismy

Pivoňka, J. a kol.: Příručka hydraulických pohonů. Praha, SNTL 1969
Prokeš, J.: Hydraulické mechanismy v automatizaci. Praha, SNTL 1973
Trnka, Z.: Servomechanismy. Praha, SNTL 1973
Zoebl, H.: Pneumatické stroje a přístroje. Praha, SNTL 1965

SLOVNÍK ODBORNÝCH VÝRAZŮ

adsorpční filtr – čistič tekutiny, pracující na principu *adsorpce*, ve kterém pohlcuje plynnou nebo kapalnou látku tuhá adsorpční látka (např. aktivní uhlí, oxid křemičitý, bentonity apod.) na svém povrchu

agregát – soustava navzájem spojených strojů nebo zařízení vytvářející novou pracovní jednotku (např. čerpací agregát), popř. jejich seskupení pro dosažení většího výkonu

akumulátor – zařízení umožňující hromadění energie s možností jejího pozdějšího využití. Rozlišujeme elektrické akumulátory, tlakové akumulátory pneumatické nebo hydraulické, tepelné akumulátory aj.

atest hutní – písemné osvědčení o složení a mechanických vlastnostech hutního materiálu

časování rozvodu spalovacího motoru – určení okamžiků začátku otevírání konce zavírání sacích a výfukových ventilů, popř. kanálů. Udává se úhlem kliky hřídele vzhledem k její dolní a horní úvrati. Graficky se znázorňuje v rozvodovém diagramu motoru

čerpadlo – stroj, kterým se čerpá, popř. dopravuje kapalná, kašovitá nebo sypká látka. Obvykle vytlačuje látku z nižší úrovně do vyšší, anebo z nádrže s menším tlakem do nádrže s větším tlakem. Podle pracovních podmínek rozlišujeme *čerpadla s přímou přeměnou mechanické práce na potenciální energii* (čerpadla pístová, zubová, křídlová), *čerpadla s nepřímou přeměnou mechanické práce na potenciální energii* (čerpadla odstředivá, axiální, diagonální) a proudová čerpadla (např. injektory)

čtyřčlen – čtyřčlenný kloubový mechanismus, jehož členy: rám, klika, ojnice a vahadlo jsou vzájemně spojeny klouby

generátor – 1. elektrický točivý stroj na přeměnu mechanické energie na elektrickou. Rozlišujeme *dynamo*, tj. generátor na výrobu stejnosměrného proudu, a *alternátor*, tj. generátor na výrobu střídavého proudu

2. analogie u tekutinových mechanismů: čerpadlo nebo kompresor pro přeměnu mechanické energie na tlakovou energii tekutiny

3. analogie v energetice: parní kotel, plynový nebo jaderný generátor na přeměnu chemické energie paliva na tepelnou energii

Güldnerův vzorec – přibližný empirický vzorec pro rychlé a přibližné určení hmotnosti setrvačníku

hydromotor – hydraulický motor měnící v hydrostatickém mechanismu tlakovou energii kapaliny na mechanickou práci. Rozlišujeme hydromotory s pohybem rotačním, přímočarým (hydraulické válce) a kývavým

charakteristika – 1. základní hodnoty určující vlastnosti daného stroje nebo zařízení, jako např. výkon, účinnost, rozměry, otáčky apod.

2. závislost dvou nebo více parametrů (znázorněná graficky diagramem), charakterizující základní provozní vlastnosti stroje nebo zařízení, např. charakteristika čerpadla, odstředivého regulátoru, elektromotoru apod.

kmitání (kmitavý pohyb, oscilace) – pohyb hmotného bodu, při němž tento bod nepřekročí konečnou vzdálenost od rovnovážné polohy. Jestliže se kmitavý pohyb opakuje pravidelně v určitém časovém intervalu, je *periodický*. Je-li kmitání tlumeno, nazývá se *aperiodické* (plazivé)

kompaktní – (z lat.) celistvý, pevný, hutný, tuhý, soudržný

kompresor – stroj (generátor) na přeměnu mechanické energie na tlakovou energii plynu. Podle způsobu stlačování plynu rozeznáváme kompresory pístové a lopatkové

kulisa – součást kulisového mechanismu, který je obdobou klikového mechanismu pro malá zatížení. Kulisa, v níž se pohybuje *kámen*, slouží k přeměně točivého pohybu na přímočarý vratný a naopak. Rozlišujeme kulisy posuvné, kyvné a oběžné

médium – prostředí nebo látka, ve které probíhá určitý fyzikální jev, např. kapalina nebo plyn v tekutinových mechanismech

mechanismus – strojní zařízení schopné pohybu, sloužící k přenášení anebo přeměně pohybu

motor – stroj měnící daný druh energie (např. vodní, elektrické, chemické aj.) na mechanickou práci, který uvádí do pohybu jiné stroje a dopravní prostředky. Rozlišujeme: vodní motory, tepelné motory a elektromotory

motor spalovací – tepelný motor měnící chemickou energii paliva na mechanickou práci. Podle způsobu práce se rozlišují motory *vznětové* a *zážehové*

multiplikátor – 1. zařízení v tekutinových mechanismech, kterým se transformuje nízký tlak tekutiny na vysoký

2. druh převodovky, kde počet výstupních otáček je vyšší než otáček vstupních; převodovka s převodem do rychla

ovalita – oválný (vejčitý) tvar součásti, např. ovalita pístu

převodník hydrostatický – podle ČSN 11 9000 hydraulický prvek určený k převodu energie z pevných částí na sloupec kapaliny nebo naopak. Společný název pro hydrogenerátory a hydromotory

reaktor – 1. v jaderné fyzice zařízení, ve kterém se uskutečňuje řízená řetězová reakce

2. u hydraulického měniče krouticího momentu *reakční element*, jehož úkolem je převzít kapalinu vystupující z turbínového kola a její proudová vlákna usměrnit tak, aby při opuštění turbínového kola vyhovovaly na vstupu čerpadlového kola tam existujícímu provoznímu stavu. Umožňuje odevzdávání výkonu v širokém provozním rozsahu o nekonečném počtu plynule navzájem navazujících poměrů otáček, které se za plného zatížení automaticky nastavují změnou provozního zatížení na výstupním hřídeli

regulace – 1. řízený zásah usměrňující živelný průběh

2. udržování hodnot regulované veličiny podle daných podmínek a hodnot této veličiny, zjištěných měřením (např. regulace napětí proudu, otáček, teploty, tlaku atd.)

regulátor – zařízení nebo přístroj používaný v různých strojích, jehož úkolem je udržovat stálé otáčky, teplotu, tlak anebo jinou regulovanou veličinu

renovace – obnovení, oprava strojních součástí, kterou se uvedou do původního stavu

rotor – otáčivá pracovní část rotačních strojů

rozváděč – 1. zařízení nebo orgán pro rozvod energie do strojů nebo na jiná pracovní místa

2. v hydrostatických mechanismech hydraulický řídicí prvek nebo zařízení určené k rozvádění kapaliny a k hrazení průtoku

rozvod ventilový – zařízení spalovacího motoru umožňující a regulující plnění pracovního prostoru motoru vzduchem nebo zápalnou směsí, jakož i vyprázdňování pracovního prostoru od spalin

servomechanismus – podle ČSN 11 9000 tekutinový mechanismus alespoň s jednou vnější zpětnou vazbou, řídicí výstupní veličinu v závislosti na vstupní veličině

servomotor – pomocný motor na pohon řídicích zařízení (zapínajících a vypínajících, přepojujících, regulujících apod.)

servořízení hydraulické – usnadňuje řízení vozidla tím, že pomocí hydraulického posílení podstatně snižuje potřebnou sílu k ovládání volantu. Skládá se zpravidla z nádrže na olej s čisticí vložkou, generátoru (čerpadla) se škrticím a pojistným ventilem a z vlastního servořízení (rozváděč a hydromotor)

srdcovka – druh obyčejné pericykloidy, který má srdcovitý tvar

stator – nepohyblivá část stroje nebo zařízení, ve které se otáčí rotor

stupeň volnosti – možnost pohybu tělesa. Těleso může mít nejvýše v rovině 3 stupně volnosti (posuv ve směru os x, y a otáčení okolo osy z), v prostoru 6 stupňů volnosti (posuv ve směru os x, y, z a otáčení okolo os x, y, z)

trajektorie – množina poloh, které daný bod zaujme při pohybu v daném časovém intervalu; dráha pohybujícího se bodu (např. na kinematickém mechanismu)

úvrať – krajní poloha pístu ve válci, ve které se mění směr pohybu pístu

vačka – neokrouhlý kotouč, který je součástí vačkového mechanismu, převádějícího točivý pohyb (vačkového hřídele) na přerušovaný přímočarý pohyb, popř. pohyb kývavý

viskozita (vazkost) – odpor, kterým kapalina působí proti silám snažícím se vzájemně posunout její nejmenší částice. Viskozita se měří viskozimetrem a hodnoty se udávají v absolutních nebo konvenčních jednotkách

ČESKO—RUSKÝ—ANGLICKÝ—NĚMECKÝ SLOVNÍK VYBRANÝCH ODBORNÝCH VÝRAZŮ

A

agregát hydraulický	гидравлический агрегат	hydraulic set	Hydraulikaggregat
akumulátor	аккумулятор	accumulator	Druckspeicher, Akkumulator

Č

čistič	филтр	filter, cleaner	Filter

D

drapák	грейфер	grab	Greifer

E

energie	энергия	energy	Energie
energie kinetická	кинематическая энергия	kinetic energy	Bewegungsenergie
energie tlaková	напорная энергия	pressure energy	Druckenergie

G

generátor pneumaticko-hydraulický	пневмогидравлический генератор	pneumatic-hydraulic generator	pneumohydraulischer Generator, pneumohydraulische Pumpe

H

hadice	шланг, рукав	hose, hose pipe	Schlauch
hydrogenerátor	гидрогенератор, гидравлический насос	hydraulic generator	Hydropumpe, Hydraulikpumpe
hydrogenerátor lamelový	лопастный насос	disc hydraulic generator	Flügelzellenpumpe
hydrogenerátor pístový	поршневой насос	piston hydraulic generator	Kolbenpumpe
hydrogenerátor šroubový	винтовой насос	screw hydraulic generator	Schraubenpumpe
hydrogenerátor zubový	шестеренный насос	teeth hydraulic generator	Zahnradpumpe
hydromotor	гидромотор	hydraulic engine	Hydromotor

hydromotor přímočarý	прямолинейный гидромотор	rectilinear hydraulic engine	geradliniger Hydromotor
hydromotor rotační	ротационный гидромотор	rotary hydraulic engine	Rotationsmotor

K

kinematická dvojice	кинематическая пара	kinematic pair	kinematisches Elementenpaar
kinematické schéma	кинематическая схема	kinematic scheme	Kinematikschema
klika	кривошип	crank	Kurbel
klikový čep	кривошипный палец	crank pin	Kurbelzapfen
klikový hřídel	кривошипный вал	crankshaft	Kurbelwelle
kloub	шарнир	joint, knuckle	Gelenk
kmitání	колебание	oscillation	Schwingung
křižák	ползун	crosshead	Kreuzkopf

L

ložisko	подшипник	bearing	Lager
ložisko hlavní	главный (коренной) подшипник	main bearing	Hauptlager
ložisko ojniční	шатунный подшипник	bearing of a connecting rod	Pleuellager

M

maltézský kříž	мальтийский механизм	maltese cross	Malteserkreuz
mechanismus	механизм, устройство	mechanism	Getriebe, Mechanismus
mechanismus elektrický	электрический механизм	electric mechanism	elektrisches Getriebe
mechanismus hydraulický	гидравлический механизм	hydraulic mechanism	hydraulisches Getriebe
mechanismus kinematický	кинематический механизм	kinematic mechanism	kinematisches Getriebe
mechanismus klikový	кривошипный механизм	crank mechanism	Kurbelgetriebe
mechanismus klínový	клиновой механизм	key mechanism	Keilgetriebe
mechanismus kloubový	шарнирный механизм	knuckle mechanism	Gelenkgetriebe
mechanismus krokový	шатовой механизм	step mechanism	Sprungwerk
mechanismus křivkový	криволинейный механизм	curve mechanism	Kurvengetriebe
mechanismus kulisový	кулисный механизм	sliding mechanism	Schwingen-mechanismus
mechanismus nůžkový	ножницовой механизм	shears mechanism	Scherenmechanismus
mechanismus pákový	рычажный механизм	lever mechanism	Hebelmechanismus
mechanismus pneumatický	пневматический механизм	pneumatic mechanism	pneumatisches Getriebe

mechanismus pneumaticko-hydraulický	пневмогидравлический механизм	pneumatic-hydraulic mechanism	pneumohydraulisches Getriebe
mechanismus podávací	подающий механизм	feed mechanism	Schaltwerk
mechanismus šroubový	винтовой механизм	screw mechanism	Schraubengetriebe
mechanismus tekutinový	жидкостьный механизм	mechanism with liquid	Flüssigkeitsgetriebe
mechanismus tlumicí	демпферный механизм	damping mechanism	Dämpfungsmechanismus
mechanismus vačkový	кулачковый механизм	cam mechanism	Nockengetriebe
měnič krouticího momentu	преобразователь момента	torque converter	Drehmomentwandler
mrtvá poloha (pístu)	мертвое положение	dead centre	Todlage
multiplikátor	усилитель, вустер	multiplier	Druckübersetzer, Verstärker

N

nádrž	бак, резервуар	reservoir, tank	Behälter, Tank

O

obvod hydrostatický	гидростатическая цепь, гидростатический контур	hydrostatic circuit	hydrostatischer Kreislauf
obvod hydrostatický otevřený	разомкнутая цепь	open hydrostatic circuit	offener hydrostatischer Kreislauf
obvod hydrostatický zavřený	замкнутая цепь	closed hydrostatic circuit	geschlossener hydrostatischer Kreislauf
odlučovač vody	водоотделитель, влагоотделитель	water separator	Wasserabscheider
ojnice	шатун	connecting rod	Pleuelstange, Schubstange
ojniční dřík	шатунный стержень	connecting rod shank	Pleuelschaft
ojniční hlava	шатунная головка	connecting rod head, end of connecting rod	Pleuelkopf
ojniční šroub	шатунный винт	connecting rod bolt	Pleuelschraube

P

páka	рычаг	lever	Hebel
páka dvouramenná	двойплечный рычаг	double-arm lever	zweiarmiger Hebel
páka jednoramenná	одноплечный рычаг	single-arm lever	einarmiger Hebel
páka úhlová	угловой рычаг	bent lever, crank	Winkelhebel
píst	поршень	piston	Kolben
píst diferenciální	дифференциальный поршень	differential piston	Stufenkolben, Differtialkolben

píst kotoučový	дисковый поршень	disc piston	Scheibenkolben
píst plunžrový	скальчатый поршень, плунжер	plunger piston	Plungerkolben
píst trubový	пустотелый поршень	tube piston	Tauchkolben
pístní čep	поршневой палец	piston pin	Kolbenbolzen
pístní kroužek	поршневое кольцо	piston ring	Kolbenring
pístní kroužek stírací	маслосъемное кольцо	oil (scraper) piston ring	Ölabstreifring
pístní kroužek těsnicí	уплотнительное кольцо	packing piston ring	Dichtring, Dichtungsring
protizávaží	противовес	counter-weight, balance weight	Gegengewicht, Ausgleichgewicht
prvky hydraulické	гидроэлементы	hydraulic elements	hydraulische Elemente
prvky pneumatické	пневмоэлементы	pneumatic elements	pneumatische Elemente
převod hydrodynamický	гидродинамическая передача	hydrodynamic transmission	hydrodynamisches Getriebe
převod hydrostatický	гидростатическая передача	hydrostatic transmission	hydrostatisches Getriebe

R

rám	рама	frame	Rahmen
regulátor	регулятор	regulator, governor	Regler, Regulator
regulátor axiální	осевой регулятор	axial regulator	Axialregler
regulátor odstředivý	центробежный регулятор	centrifugal regulator	Fliehkraftregler, Zentrifugalregler
regulátor rychlostní	скоростной регулятор	speed regulator	Geschwindigkeitsregler
rohatka	храповик, храповое колесо	ratchet (wheel)	Sperrad, Klinkenrad
rozváděč	направляющий клапан	directional control valve	Wegeventil
rozváděč skupinový	клапанный блок	directional control block (unit)	Ventilbatterie, Ventilblock
rozváděč šoupátkový	золотниковый клапан	sliding spool valve	Kolbenlängsschieberventil

S

samosvornost	самоторможение	self-locking	Selbsthemmung
servomechanismus	сервомеханизм	servo mechanism	Servomechanismus
servořízení	непрямое управление	servo control	Servosteuerung
setrvačník	маховик, маховое колесо	flywheel	Schwungrad
síla odstředivá	центробежная сила	centrifugal force	Fliehkraft

síla setrvačná	сила инерции	inertial force	Trägheitskraft, Massenkraft
smykadlo	ползун	slide	Gleitstück, Stößel
stupeň volnosti	степень свободы перемещения	degree of freedom	Freiheitsgrad

Š

šoupátko	(скользящий) золотник	sliding spool	Längsschieber, Ventilschieber

T

těsnivo	набивка	packing (sealing) material	Dichtung, Packung
tlumení (kmitů)	глушение	damping	Dämpfung
tlumič (kmitů)	антивибратор	damper	Dämpfer, Abblenddämpfer
tlumič kapalinový	гидравлический антивибратор	fluid (liquid) damper	Flüssigkeitsdämpfer
tlumič vzduchový	пневматический антивибратов	air damper	Luftdämpfer
trubka	трубка, труба	pipe, tube	Rohr
turbína	турбина	turbine	Turbine

U

ucpávka	салник	packing, stuffing box	Stopfbuchse
ucpávka komorová	салник с радиальным натяжением	chest packing	Federringdichtung
ucpávka manžetová	салник с применением манжет	cup packing	Stopfbuchse mit Manschetten
ucpávka s kovovým těsnivem	салник с твердой набивкой	stuffing box with metallic packing material	Stopfbuchse mit Metalldichtungen
ucpávka s měkkým těsnivem	салник с мягкой набивкой	stuffing box with soft packing material	Stopfbuchse mit Weichdichtungen
utěsnění	уплотнение, набивка	seal, packing	Abdichten, Abdichtung

V

vačka	кулак	cam	Nocken
vačka harmonická	гармонический кулак	harmonic cam	harmonischer Nocken
vačka tangenciální	тангенциальный кулак	straight-flank cam	Tangentennocken
válec	цилиндр	cylinder	Zylinder
věnec (setrvačníku)	обод	rim	Kranz
ventil	клапан, вентиль	valve	Ventil
ventil pojistný	предохранительный клапан	safety valve	Sicherheitsventil

ventil přepouštěcí	перепускной (переливной) клапан	relief (by-pass) valve	Überströmventil
ventil redukční	редукционный клапан	pressure-reducing valve	Druckminderventil
ventil škrticí	дроссельный клапан	throttle valve	Drosselventil, Drossel
ventil zpětný (jednosměrný)	обратный (нерозвратный) клапан	check (non-return) valve	Rückschlagventil
viskozita	вязкость	viscosity	Zähigkeit, Viskosität
výstředník	эксцентрик	eccentric	Exzenter
výstředníková tyč	эксцентриковая штанга (тяга)	eccentric rod	Exzenterstange
vývažek (protizávaží)	противовес	balance weight	Ausgleichgewicht
vyvažování	уравновешение	balancing	Auswuchten

Z

západka	собачка	pawl, catch	Klinke, Schnapper, Falle
zvedák šroubový	винтовой домкрат	screw jack	Schraubenwinde

REJSTŘÍK